



Università degli Studi di Cagliari

DOTTORATO DI RICERCA
IN PROGETTAZIONE MECCANICA
Ciclo XXIV

TITOLO TESI

Sistemi di presa e movimentazione di robot non convenzionali

Settore scientifico disciplinare di afferenza.

ING-IND 13 Meccanica Applicata alle Macchine

Presentata da:

Ing. Costantino Falchi

Coordinatore Dottorato

Prof. Natalino Mandas

Tutor/Relatore

Prof. Andrea Manuello Bertetto

Esame finale anno accademico 2010 - 2011

Indice

Sommario	VI
Introduzione	IX
1 L'AMBIENTE LUNARE	1
1.1 Finalità delle missioni spaziali sulla Luna	1
1.2 Il lato oscuro della Luna.....	2
1.3 La radioastronomia dalla Luna: vantaggi e svantaggi	3
1.4 L'ambiente lunare	4
1.4.1 L'atmosfera lunare	5
1.4.2 La superficie lunare.....	6
1.4.3 La regolite	9
1.4.4 Le rocce.....	11
2 I ROVER SPAZIALI	14
2.1 Introduzione	14
2.2 I rover lunari.....	15
2.2.1 Lunokhod 1	16
2.3 I rover marziani.....	17
2.3.1 Marsokhod 1	17
2.3.2 I rocky rover.....	18
2.3.3 Sojourner.....	19
2.3.4 Spirit e Opportunity	20
2.3.5 Phoenix Mars Lander	22
2.4 I rover Europei	23
2.4.1 Walkie 6	24
2.4.2 Casimiro	25
3 IL ROVER OPERAIO	28
3.1 Introduzione	28
3.2 Caratteristiche generali del Rover Operaio	29
3.3 La strategia di presa	33
4 IL SISTEMA DI SOLLEVAMENTO	35
4.1 Introduzione	35
4.2 La struttura delle colonne.....	36

4.3	Guide lineari e pattini.....	42
4.4	Condizioni di carico sulla colonna.....	45
4.4.1	Verifica a torsione.....	49
4.5	Analisi numerica strutturale della colonna.....	52
4.6	Sistema vite-madrevite per il sollevamento.....	55
4.6.1	Sistema di disaccoppiamento dei carichi sulla trasmissione vite-madrevite.....	58
4.6.2	Calcoli preliminari per il dimensionamento della forcella.....	64
4.7	Analisi numerica strutturale della forcella.....	67
4.8	La madrevite.....	73
4.9	Valutazione della massa della colonna.....	75
5	IL SISTEMA DI PRESA.....	77
5.1	Introduzione.....	77
5.2	Studio parametrico per definire la geometria.....	82
5.3	Cinematica del dispositivo di presa.....	91
5.4	Forze sul meccanismo durante una fase di presa simmetrica.....	96
5.5	Analisi numerica strutturale del dispositivo di presa.....	99
5.6	L'organo di presa: la mano.....	102
6	LE RUOTE.....	105
6.1	Introduzione.....	105
6.2	Cenni sulla storia dello pneumatico.....	105
6.3	Le ruote non pneumatiche.....	106
6.4	Le ruote in campo spaziale.....	109
6.5	Le ruote della NASA.....	111
6.6	Le ruote delle missioni Apollo.....	114
6.7	Gli ultimi prototipi di ruote per applicazioni spaziali.....	116
6.8	Il modello sviluppato.....	119
6.8.1	Introduzione.....	119
6.8.2	Ruota non pneumatica multifunzione per rover operaio in ambienti estremi.....	119
6.9	Analisi numerica strutturale della ruota non pneumatica.....	122
7	MOTORIZZAZIONE.....	132
7.1	Introduzione.....	132
7.2	La trasmissione per il controllo di assetto.....	132
7.3	Irreversibilità della trasmissione vite-madrevite.....	134
7.4	Calcolo delle azioni motrici necessarie all'avanzamento.....	135

7.5	Motori.....	139
7.5.1	Introduzione	139
7.5.2	Scelta del motore.....	139
7.5.3	Procedura per l'individuazione delle prestazioni dei motori elettrici brushless	140
7.5.4	Caratteristiche del modello scelto	141
7.6	Caratterizzazione del motore scelto	143
7.6.1	Introduzione	143
7.6.2	Descrizione del banco prova utilizzato	143
7.6.3	Grandezze e strumenti di misura.....	146
7.6.4	Prove eseguite	149
7.6.5	Risultati	154
7.7	Trasmissione e irreversibilità del moto	157
7.8	Scelta dei riduttori delle catene cinematiche.....	158
7.9	Definizione delle catene cinematiche	161
8	Conclusioni	165
	Appendice A	168
	Appendice B.....	170
	Appendice C.....	176
	Bibliografia	178

Sommario

Nella dissertazione finale si vuole abbracciare l'esperienza maturata nei tre anni di dottorato e, contemporaneamente, riportarne in modo organico i risultati e il loro trasferimento ad un prototipo progettato presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università di Cagliari.

Di seguito si farà una breve descrizione del lavoro svolto al fine di illustrare la metodologia seguita per la realizzazione del sistema meccanico di presa e sollevamento di carichi da applicarsi ad un veicolo lunare. Questo veicolo lunare è destinato a compiti operativi e non, come nelle missioni lunari fino ad ora svolte, a compiti esplorativi: esso verrà utilizzato per lo sgombero di massi e detriti da aree del suolo lunare, allo scopo di predisporre il terreno alla costruzione di una base. Gli obiettivi principali del progetto sono quelli di realizzare un veicolo di architettura semplice con masse e ingombro ridotte che possa svolgere i compiti assegnati in un ambiente dalle peculiari caratteristiche quale quello lunare. Per raggiungere tali obiettivi, il progetto dei singoli componenti viene sviluppato utilizzando le competenze e le metodologie provenienti da differenti ambiti della ingegneria meccanica.

Nel primo capitolo si presenteranno le caratteristiche dell'atmosfera lunare e del suolo su cui il *rover* dovrà operare.

Nel secondo capitolo verranno descritti i modelli di *rover* utilizzati nelle diverse missioni spaziali del passato, per delinearne le caratteristiche che li hanno contraddistinti e confrontarli con quelle che sembrano essere la nuova tendenza nel settore; la progettazione di *rover* adibiti allo svolgimento di lavori "pesanti" in supporto all'equipaggio umano.

Nel terzo capitolo verrà data una descrizione generale del *rover* operaio, oggetto di questo lavoro, illustrandone i requisiti di progetto e le funzionalità che il veicolo deve possedere.

Il quarto capitolo sarà dedicato al dispositivo destinato al sollevamento dei carichi da movimentare. Verranno illustrati i requisiti di progetto e le soluzioni costruttive delle colonne progettate per la movimentazione ed il controllo di assetto del *rover*. In seguito verranno descritti gli aspetti funzionali e progettuali dei componenti fondamentali del dispositivo di sollevamento, dando particolare risalto al dispositivo di disaccoppiamento ideato per la trasmissione vite-madrevite allo scopo di evitare che la vite di trasmissione sia soggetta a carichi anomali.

Nel quinto capitolo verrà descritto il sistema di presa illustrandone la procedura di sintesi al fine di progettare un cinematismo privo di attuatori e in grado di auto-adattarsi alla forma dell'oggetto in

presa. Nel medesimo capitolo verrà presentata una mano innovativa da applicarsi al dispositivo di presa.

Nel sesto capitolo verrà illustrato cronologicamente lo sviluppo degli pneumatici dalla loro origine fino ai giorni nostri e successivamente sarà riportato lo stato dell'arte inerente alle ruote per uso extraterrestre. In seguito verrà descritto il modello di ruota multifunzione, non pneumatica, proposto per il rover operaio, esaminandone il comportamento statico mediante un'analisi numerica.

Nel settimo saranno trattate dettagliatamente le catene cinematiche per il controllo dell'assetto e della locomozione del rover illustrandone le diverse scelte tecniche. Verranno, inoltre, illustrate le metodologie utilizzate per il calcolo della coppia necessaria in diverse condizioni di lavoro e i criteri utilizzati per la scelta dei motori da impiegare. Infine verrà descritta la caratterizzazione dei motori elettrici scelti mediante l'utilizzo di un banco prova.

In appendice verranno riportate le dimensioni principali del rover e gli algoritmi usati per la sintesi del meccanismo di presa.

Introduzione

Dai tempi dei programmi spaziali Apollo sono stati condotti significativi studi con l'obiettivo di realizzare un sogno che da sempre l'uomo persegue; quello di popolare la Luna [1]. Sembra, infatti, probabile che nei prossimi decenni la Luna possa diventare una seconda casa per l'uomo. Nel periodo tra la fine degli anni 80 e la metà degli anni 90, questi studi si sono intensificati, sia all'interno della stessa NASA sia nel mondo industriale che in quello accademico [2] [3] [4].

Per la futura colonizzazione della Luna sono già stati studiati e realizzati numerosi prototipi di moduli abitativi, nonché la rivoluzionaria realizzazione di pannelli solari realizzati in regolite, polvere finissima presente sul manto lunare, formata per il 50% da diossido di silicio e per il resto da una miscela di 12 metalli, tra i quali alluminio, magnesio e ferro [5]. I primi alloggi sperimentali avranno l'aspetto un po' precario, simile a quello di una casa mobile, come mostrato in figura 1-1, ma quantomeno saranno più ampi di quelli della Stazione Spaziale Internazionale. Quasi tutte le proposte abitative studiate implicano l'uso di materiali avanzati e sono basate su concetti strutturali finalizzati per erigere grandi strutture di lunga durata sulla Luna. [6] [7] [8].



Figura 1-1: Simulazione di un modulo abitativo lunare provvisorio [9]

Le missioni svolte in passato sulla Luna, hanno consegnato alla ricerca un grande volume di dati [10] [11], questi, hanno permesso di conoscere meglio il nostro satellite e valutare la possibilità di realizzare insediamenti umani. Al di fuori della Terra, la Luna è l'unico corpo celeste che è stato sistematicamente campionato [12] [13] [14]. L'ultima importante missione compiuta dalla NASA, all'interno del programma spaziale LCROSS [15], aveva l'obiettivo di inviare sulla Luna una sonda

alla ricerca di ghiaccio nell'area del polo sud. Ricerca che ha portato al successo sperato nell'Ottobre 2009.

Come è noto, nell'ultimo decennio la politica delle più importanti Agenzie Spaziali mondiali ha rinnovato in modo significativo il proprio interesse verso l'esplorazione dello spazio che ci circonda ed alla possibilità di poter colonizzare e sfruttare le risorse dei corpi celesti vicini alla terra. L'obiettivo è quello di spingersi sempre più lontano nello spazio più profondo e conoscere meglio l'universo. Il primo passo dei programmi spaziali futuri prevede, a partire dal 2020, la realizzazione di una stazione lunare che avrà la funzione di avamposto scientifico e base di lancio per le successive esplorazioni verso Marte [16]. Tra gli obiettivi scientifici principali della base vi sono: sviluppare e testare tecnologie per l'esplorazione spaziale; sviluppare tecnologie in grado di mantenere in vita un equipaggio in missioni oltre l'orbita terrestre; acquisire esperienze operative per voli spaziali di lunga durata [17]. Questa base sostituirà la stazione spaziale internazionale orbitante intorno alla terra [18] [19] costruita nel 1988, illustrata in figura 1-2.



Figura 1-2: Stazione Spaziale Internazionale [20]

Un notevole vantaggio nel usare la Luna come piattaforma di lancio verso altre mete risiede nel suo esiguo campo gravitazionale, rispetto agli standard terrestri, che consentirebbe l'utilizzo di dispositivi di lancio diversi dai razzi.

Oltre a ciò la Luna è il corpo celeste più vicino alla Terra, tra quelli di grandi dimensioni, la cui reciproca distanza si mantiene stabilmente attorno ai 384400 Km.

Questo comporta altri interessanti vantaggi:

- tempo di percorrenza breve (le missioni Apollo impiegarono tre giorni);
- il ritardo delle telecomunicazioni è di pochi secondi (per Marte dagli otto ai quaranta minuti);
- data la lenta rotazione della Luna, questa rappresenterebbe un eccellente sito per un osservatorio astronomico.

Non si può neppure escludere uno sfruttamento commerciale a lungo termine, finalizzato all'estrazione di Elio 3, e alla produzione di energia a basso impatto ambientale [21][22].

Una delle difficoltà principali nella realizzazione della base lunare, risiede nella ricerca di un'adatta ubicazione per tale struttura, sia dal punto di vista logistico che dal punto di vista pratico, essendo difficile individuare zone che non siano ingombrate da massi o detriti rocciosi.

Una delle aree dove potrebbe sorgere l'installazione permanente è quella relativa ad uno dei due poli, probabilmente quello sud, vicino al cratere Shackleton. Una posizione ideale per sfruttare al massimo la luce solare dalla quale si cercherà di ricavare il massimo di energia per soddisfare il fabbisogno della struttura [23].

Apparendo chiaramente sconveniente affidare all'azione umana il pesante compito di rimozione degli ostacoli dalla superficie in questione, si è proposta l'interessante soluzione di fornire un supporto meccanico attraverso l'utilizzo di macchinari robotizzati in grado di svolgere tali mansioni con risparmio di tempo e di energie. Risulta allora economicamente vantaggioso l'impiego di *rover* radiotelecomandati a distanza che possano essere agevolmente manovrati da un operatore.

In questa tesi si è descritto il progetto e la realizzazione dei sistemi di presa e di sollevamento da applicare ad un prototipo di veicolo lunare, destinato a sgomberare una porzione del suolo lunare dai detriti rocciosi.

Per comprendere appieno le scelte progettuali che hanno guidato la realizzazione delle varie parti meccaniche viene illustrato un quadro generale di quello che è lo scenario in cui la macchina si troverà a lavorare, descrivendo preliminarmente la natura del terreno e le caratteristiche principali dell'atmosfera della Luna, sottolineando quali aspetti ambientali hanno principalmente vincolato il processo di scelta dei materiali e il dimensionamento dei componenti della struttura.

1 L'AMBIENTE LUNARE

1.1 Finalità delle missioni spaziali sulla Luna

Esiste un rinnovato interesse internazionale riguardo lo studio, l'esplorazione e lo sfruttamento della Luna, testimoniato dai programmi delle principali agenzie spaziali mondiali [24].

Tale interesse è costituito da tre grossi temi:

- Lo studio della Luna;
- l'utilizzo della Luna come piattaforma di osservazione dell'Universo;
- l'utilizzo della Luna come piattaforma di osservazione della Terra.

L'idea di utilizzare la Luna come finestra privilegiata per l'osservazione dell'Universo non è nuova, dal momento che i primi studi risalgono agli anni sessanta come attività collaterale al progetto Apollo.

CO.RI.S.T.A. ed Alcatel Alenia Space Italia, nell'ambito del progetto IVME [25], stanno conducendo studi di definizione e sviluppo di *payload* per tutti e tre i temi sopra indicati.

L'idea di utilizzare la Luna come finestra privilegiata per l'osservazione dell'Universo non è nuova, i primi studi risalgono agli anni sessanta come attività collaterale al progetto Apollo [26].

L'importanza strategica della Luna è basata sulla sincronia tra moto di rotazione e rivoluzione della Luna, secondo cui una faccia della Luna (*lato oscuro*) non risulta mai essere rivolta verso la Terra, risultando pertanto non soggetta all'intenso inquinamento radio generato da quest'ultima.

Un altro obiettivo della base è anche quello di servire come campo di prova per i veicoli, le abitazioni e i sistemi ideati per ricavare acqua e ossigeno dal suolo [27] [28], in modo che nel 2035, secondo un piano di massima, possano servire agli uomini che conquisteranno Marte.

Infatti, una volta sulla superficie del pianeta rosso, le strutture dovranno funzionare alla perfezione risultando impensabile un improvviso ritorno a Terra in caso di gravi problemi. Dalla Luna, invece, la fuga è sempre possibile e in meno di tre giorni si può tornare a casa. Ed ecco dunque la scelta di sperimentare sul nostro satellite tutto ciò che servirà agli uomini che vivranno su Marte.



Figura 1-1: Immagine di un insediamento umano sulla luna [24]

1.2 Il lato oscuro della Luna

Poiché il periodo di rotazione della Luna è esattamente uguale al suo periodo orbitale, dalla Terra è visibile sempre la stessa faccia.

La faccia rivolta in direzione opposta alla Terra si chiama propriamente “faccia lontana” o “faccia oscura”, il cui significato è qui inteso come “sconosciuto” e “nascosto”; si riferisce anche al black out delle comunicazioni radio che avviene quando una sonda spaziale si muove dietro la faccia lontana. Questa interruzione delle comunicazioni è causata dalla massa della Luna che blocca i segnali radio. Il termine "faccia oscura" è spesso erroneamente interpretato come una mancanza di radiazioni solari, ma il Sole illumina la faccia lontana esattamente come quella rivolta verso la Terra.

La maggior parte della “faccia lontana” non può essere vista dalla Terra, perché la rivoluzione della Luna attorno alla Terra e la rotazione attorno al suo asse, come già sottolineato, hanno lo stesso periodo. Una piccola porzione può essere vista grazie alla librazione che rende irregolare il moto di rotazione della Luna. Nel complesso dalla Terra è visibile circa il 59% della superficie lunare.

La “faccia vicina” della Luna è coperta da circa 30000 crateri (contando quelli con un diametro di almeno 1 chilometro). Il cratere lunare più grande è il bacino Polo Sud-Aitken, con un diametro pari a circa 2500 chilometri, ed è profondo 13 chilometri, occupando la parte meridionale della faccia lontana. È anche il più grande conosciuto nell'intero Sistema Solare.

Inoltre la mancanza di atmosfera e ionosfera consente di aggirare i limiti dell’osservazione terrestre.

1.3 La radioastronomia dalla Luna: vantaggi e svantaggi

La Luna possiede alcune peculiarità che la rendono ideale come sito per la radioastronomia [29] [30]. Le principali sono:

- *Vuoto spinto*, accessibile a tutte le lunghezze d'onda;
- Cielo stabile, scuro e freddo;
- *Lenta rotazione*, ovvero accessibilità all'intero cielo osservabile, oltre a facilitata sintesi di apertura per gli interferometri e in generale possibilità di lunghi tempi di integrazione;
- *Far-side lunare*, schermato da interferenze di origine terrestre, ed inoltre libero da disturbi atmosferici e ionosferici. Il *far-side* lunare rappresenta la più pulita finestra di osservazione radio dell'universo all'interno dell'intero sistema solare [26];
- *Bassa gravità*, che consente la progettazione di strutture grandi e leggere e riduce la necessità di sistemi di supporto. Inoltre la presenza di una pur lieve gravità consente di collocare strumenti direttamente sulla superficie una volta resa libera dalle polveri;
- *Topografia*, l'interno dei crateri può essere sfruttato per la realizzazione di grosse aree riceventi;
- *Materie prime*, potenzialmente sfruttabili (materiali da costruzione, acqua, combustibile per generatori nucleari di potenza);
- *Vicinanza con la Terra*, relativamente semplice accesso per il *servicing* del telescopio ed il trasporto di infrastrutture.

Parallelamente vanno però sottolineati gli svantaggi di un osservatorio radioastronomico lunare:

- *Costi*, decisamente alti (nel 1996 sono stati stimati circa 105 \$/kg). Il fattore costi costringe quindi a sviluppare strutture semplici e a basso peso;
- *Satelliti per telecomunicazioni*, possono distruggere la pulizia radio del *far-side* lunare;
- *Vuoto*, rende difficili tutte le operazioni in cui la presenza dell'uomo è necessaria;
- *Crateri perennemente in ombra*, siti privilegiati di indagine scientifica, possono divenire ambiente molto ostile per astronauti e strumentazioni;
- *Polveri e detriti*, che a causa di fenomeni elettrostatici, possono avere effetti negativi su tutti gli strumenti, sia elettronici che meccanici;
- *Raggi cosmici*, hanno un'entità decisamente superiore rispetto a quelli che raggiungono la superficie terrestre e i satelliti LEO, e ciò potrebbe essere un rischio sia per un equipaggio umano che per i dispositivi elettronici.

1.4 L'ambiente lunare

Viene introdotto l'argomento riguardo l'ambiente lunare mettendo a confronto le principali differenze esistenti tra la Terra e la Luna. Le diversità tra le loro caratteristiche fisiche appaiono chiaramente nella seguente tabella.

Tabella 1: Comparazione tra le caratteristiche fisiche della Terra e della Luna [10]

Property	Moon	Earth
Mass	7.353×10^{22} kg	5.976×10^{24} kg
Radius (spherical)	1738 km	6371 km
Surface area	37.9×10^6 km ²	510.1×10^6 km ² (land = 149.8×10^6 km ²)
Flattening*	0.0005	0.0034
Mean density	3.34 g/cm ³	5.517 g/cm ³
Gravity at equator	1.62 m/sec ²	9.81 m/sec ²
Escape velocity at equator	2.38 km/sec	11.2 km/sec
Sidereal rotation time	27.322 days	23.9345 hr
Inclination of equator/orbit	6°41'	23°28'
Mean surface temperature	107°C day; -153°C night	22°C
Temperature extremes	-233°C(?) to 123°C (Table 3.3)	-89°C to 58°C
Atmosphere	$\sim 10^4$ molecules/cm ³ day 2×10^5 molecules/cm ³ night	2.5×10^{19} molecules/cm ³ (STP)
Moment of inertia (1/MR ²)	0.395	0.3315
Heat flow (average)	~ 29 mW/m ²	63 mW/m ²
Seismic energy	2×10^{10} (or 10^{14} ?) J/yr†	10^{17} - 10^{18} J/yr
Magnetic field	0 (small paleofield)	24-56 A/m

La tenue forza di gravità, la quasi totale assenza di atmosfera secondo gli standard terrestri e gli estremi sbalzi termici sono le differenze di maggior impatto sull'uomo.

Le grandi variazioni termiche non si manifestano solo confrontando tra loro due diverse zone geografiche della superficie lunare ma si possono registrare forti gradienti di temperatura anche nella stessa zona, a seconda della diversa esposizione solare.

Tabella 2: Stime relative alle temperature in diverse zone della superficie lunare [10]

	Shadowed Polar Craters	Other Polar Areas	Front Equatorial	Back Equatorial	Limb Equatorial	Typical Mid-Latitudes
Average temp.	40 K(?)	220 K	254 K	256 K*	255 K	$220 < T < 255$ K
Monthly range	none	± 10 K†	± 140 K	± 140 K	± 140 K	± 110 K

* The farside of the Moon is closer to the sun at noon than the nearside is, so it gets $\approx 1\%$ more solar energy.

† Average temperature has a yearly variation that makes it very cold ($T < 200$ K) for several weeks.

Effetti meno evidenti ma altrettanto importanti sono rappresentati dalla continua azione esercitata sul manto lunare dai raggi cosmici e dal vento solare, i quali contengono un elevato numero di

particelle atomiche (principalmente protoni uniti ad atomi più pesanti) differenti tra loro per il quantitativo energetico ad esse legato; quest'ultimo determina, infatti, la profondità di penetrazione nella superficie e rende possibile la ionizzazione dei gas presenti nell'atmosfera ed il loro conseguente legarsi ai grani di regolite.

Oltre a questo, non sono da sottovalutare: il rischio di possibili precipitazioni di micrometeoriti, l'illuminazione aliena (essendo un giorno lunare lungo circa due settimane) e le condizioni senza riferimenti visuali familiari. Analizzare questi problemi è utile per sottolineare come, dal punto di vista umano, i fattori ambientali lunari possano condizionare le sensazioni degli astronauti che dovranno in futuro lavorare sulla Luna.

1.4.1 L'atmosfera lunare

L'atmosfera lunare [31], secondo gli standard terrestri, è estremamente tenue.

Questa risulta, infatti, essere approssimativamente 14 ordini di grandezza inferiore a quella terrestre, una differenza così estrema che spesso porta a dire che la Luna non abbia nessuna atmosfera, portando ad una affermazione errata.

In realtà la superficie lunare è sovrastata da una atmosfera che, anche se di densità molto ridotta rispetto a quella terrestre (circa 1 miliardesimo), "pesa" complessivamente 10 tonnellate ed è composta di gas generati dagli urti delle particelle del vento solare con la superficie, catturati dal vento solare stesso (idrogeno, neon, elio) o prodotti dal degassamento superficiale (argon) [32].

La densità e la composizione variano molto con la temperatura, a causa della scarsa azione della gravità locale; l'argon e l'anidride carbonica tendono a condensare durante la notte determinando flussi atmosferici attraverso il terminatore, dal giorno alla notte.

Il Sole, oltre a contribuire alla formazione dell'atmosfera, la impoverisce decisamente; gli elementi leggeri vengono spinti via a causa del riscaldamento solare e sfuggono all'attrazione gravitazionale mentre gli elementi più pesanti vengono ionizzati dalla radiazione ultravioletta non schermata e poi espulsi dall'atmosfera a causa del vento solare.

La velocità di fuga dalla superficie lunare è, infatti, intorno ai 2.4 km/s, ad una temperatura superficiale di circa 240K, per cui tutti i gas più leggeri sfuggono all'attrazione per agitazione termica.

In conclusione, la parte "stabile" dell'atmosfera è formata da xenon, argon, zolfo e sodio (osservato per la prima volta nel 1933) mentre quella volatile è costituita essenzialmente da elio e idrogeno.

Ciò non toglie che la densità dell'atmosfera sia insufficiente per proteggere la superficie dai raggi del sole (elevata escursione termica giorno-notte, raggi UV e vento solare che investono la superficie).

Infine, le missioni umane hanno accresciuto la densità dell'atmosfera lunare di circa il 30%, contribuendo già con i soli "gas di scarico" delle navette giunte sulla superficie lunare [33].

1.4.2 La superficie lunare

La crosta della Luna ha uno spessore medio di 68 km e varia dai 0 km sotto il Mare Crisium ai 107 km a nord del cratere Korolev, sulla faccia esterna. Sotto la crosta c'è un mantello e probabilmente un piccolo nucleo (300 km di raggio). A differenza del mantello terrestre, comunque, quello della Luna è solo parzialmente allo stato fuso. Curiosamente il baricentro della Luna è spostato rispetto al suo centro geometrico di circa 2 km nella direzione della Terra. Inoltre, la crosta è più sottile sul lato rivolto verso la terra.

Finché esemplari di rocce lunari non furono recuperati dalle missioni Apollo la nostra conoscenza riguardo la composizione chimica e la storia della Luna era fortemente limitata [34].

A causa di collisioni avvenute nel corso di tempi geologici la crosta lunare era inizialmente un ribollente oceano di silicati fusi e, dopo il raffreddamento della sfera fluida, si formò un guscio che solidificava dall'esterno verso l'interno, con la seguente formazione di cristalli ricchi di calcio e di alluminio che costituiscono oggi il materiale degli altipiani.

Il calore presente negli strati inferiori è stato la causa della fusione locale di materiale appena solidificato che produsse sacche di fluido sotto la crosta lunare, dando luogo a successive eruzioni vulcaniche.

In seguito si concentrò materiale ferroso fuso verso il nucleo della Luna, che si presume abbia attualmente dimensioni pari a circa 1/5 del raggio totale. Le ridotte dimensioni del satellite ed il basso valore di densità media (0.6 della densità media della Terra) sono le cause della mancanza dell'atmosfera e dell'acqua sulla sua superficie.

Si presume che la Luna avesse un'atmosfera composta da una certa quantità di elementi volatili (idrogeno, elio, argon), acqua, e derivati del carbonio, che, a causa della elevata temperatura superficiale (che attualmente va dai 130°C delle regioni illuminate dal Sole ai -150°C di quelle in ombra) e della bassa gravità, fuggirono rapidamente nello spazio vuoto.

Mentre l'irradiazione dei raggi UV (ultravioletti) e dei raggi X provocava la scissione degli elementi volatili, il bombardamento di particelle solari cariche potrebbe essere stato il motore dell'allontanamento dei gas più pesanti. In seguito ad impatti giganteschi, una subsidenza di

materiale scagliato all'esterno, di fango o lava, riempiva la morfologia in evoluzione, formando pianure assai vaste: i mari. Le strutture tettoniche osservate suggeriscono che la deformazione crostale è avvenuta principalmente a causa di processi d'assestamento isostatico (*isostasia*), originati dall'accumulo in superficie d'ingenti quantità di materiali vulcanici associati alla formazione di grandi bacini da impatto. Le montagne non sono eccessivamente ripide: forti pendenze fino al 30% sono riscontrabili solo in pareti interne e picchi centrali di crateri di recente formazione.

Confrontando i paesaggi lunare e terrestre, anche se la formazione è stata contemporanea all'intero Sistema Solare circa 4,5 miliardi d'anni fa, è evidente la strutturale differenza che li rende assai poco simili. Le molteplici interazioni tra le attività endogene ed esogene terrestri, che ammettono l'esistenza di un potente meccanismo che opera in superficie strettamente correlato ad un altro meccanismo che agisce internamente, e la presenza dell'atmosfera garantiscono una costante evoluzione del complesso sistema-Terra. L'aspra morfologia lunare è, invece, causata unicamente da fenomeni d'impatto di *meteoriti*, che dà alla superficie un aspetto caratteristico, e che fa della Luna l'unico corpo del Sistema Solare con mari, spaccature, montagne, crateri, anfiteatri, rivers e mascon.

Non è rimasta alcuna traccia di atmosfera passata: attualmente si pensa che una tenue atmosfera potrebbe esistere nella parte nascosta della Luna la cui temperatura, estremamente bassa nella zona in ombra, intrappolerebbe le molecole gassose. L'unica presenza di gas d'origine vulcanica ora rilevata è nei punti caldi, zone di temperatura superficiale superiore alla media. I liquidi congelati e gas raffreddati s'ipotizzano presenti soltanto sul fondo dei crateri permanentemente non illuminati, in cui la bassa temperatura costante interna alla superficie lunare (termicamente isolante) rende possibile che l'acqua presente sulla Luna si trovi solamente nel permafrost (suolo perennemente congelato).

La sonda Clementine [35] ha suggerito che ci possa essere ghiaccio d'acqua in alcuni crateri profondi vicino al polo sud lunare che sono permanentemente in ombra. Ciò è stato in seguito confermato dal Lunar Prospector. Apparentemente c'è ghiaccio anche al polo nord.

Sulla Luna dunque ci sono fondamentalmente due tipi di terreno: gli altipiani, fortemente craterizzati e molto antichi, e i mari, relativamente piatti e più giovani. I mari, che coprono quasi il 16% della superficie della Luna, sono enormi crateri da impatto che in seguito sono stati riempiti da lava fusa. La maggior parte della superficie lunare è ricoperta da regolite, una miscela di polvere fine e di detriti rocciosi prodotti dagli impatti meteoritici. Per qualche ragione ignota, i mari sono concentrati sulla faccia rivolta verso la Terra.

I mari per la loro stessa conformazione, rappresentano ed hanno rappresentato le principali zone di allunaggio nonché potenziali sedi presso cui realizzare eventuali stazioni lunari, momentanee e permanenti.

Vari campioni rocciosi, per un totale di 382 kg, sono stati portati sulla Terra dalle missioni Apollo e Luna. Grazie ad essi la nostra conoscenza della Luna ha potuto essere più dettagliata: essi sono particolarmente preziosi per quanto riguarda la datazione.

Ancor oggi, più di quarant'anni dopo l'ultimo allunaggio, gli scienziati stanno studiando questi preziosi campioni. La Luna non ha alcun campo magnetico. Ma alcune delle sue rocce superficiali mostrano un magnetismo residuo, il quale indica che potrebbe esserci stato un campo magnetico globale nella storia antica del satellite.

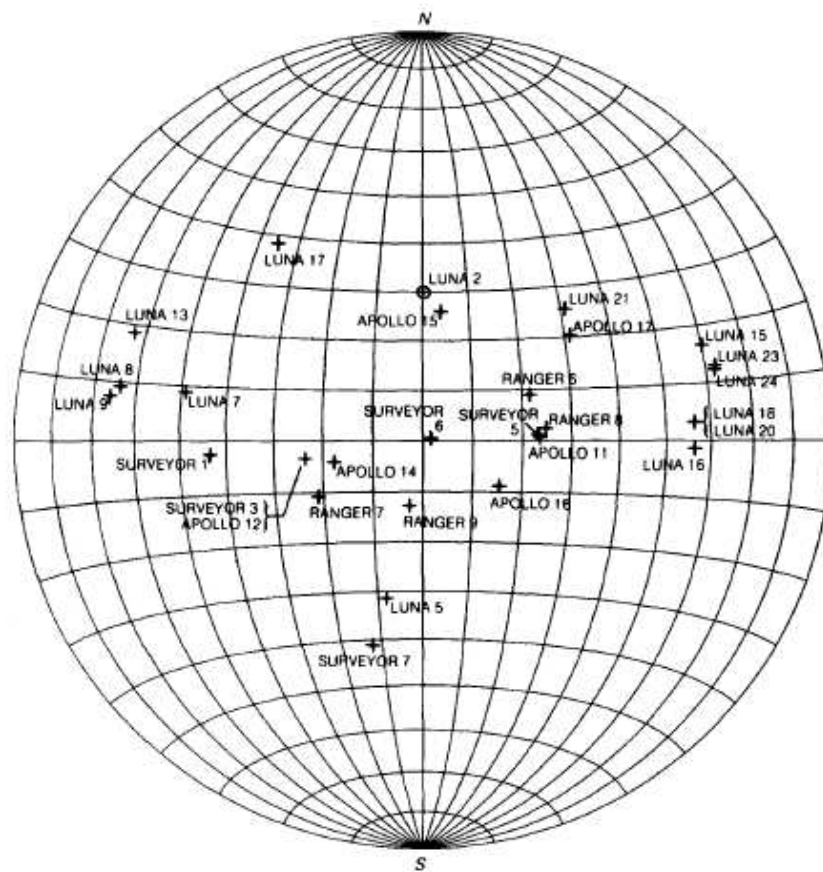


Figura 1-2: Mappa delle zone di allunaggio delle missioni svolte nel passato [10].

Priva di atmosfera e di campo magnetico, la superficie della Luna è esposta direttamente al vento solare [36]. Durante la sua vita di 4 miliardi di anni, molti ioni di idrogeno del vento solare sono stati assorbiti dalla regolite lunare. I campioni di regolite riportati dalle missioni Apollo si sono dimostrati molto utili nello studio del vento solare [37]. Questo idrogeno lunare potrebbe un giorno essere usato come carburante per razzi.

Oltre al calore e alla luce, il Sole emette pure una corrente di particelle cariche (per lo più elettroni e protoni), nota come vento solare, che si propaga attraverso il sistema solare ad una velocità di circa 450 km/sec. Il vento solare e le particelle molto più energetiche eiettate dai brillamenti solari possono avere effetti notevoli sulla Terra, dai colpi di corrente, alle interferenze radio, alle stupende aurore boreali.

1.4.3 La regolite

La regolite è uno strato di materiale sciolto e di granulometria eterogenea che copre uno strato di roccia compatta usualmente chiamato “roccia madre”. È presente sulla Terra, sulla Luna, su alcuni asteroidi e su altri pianeti. L'origine della regolite sulla Terra è dovuta alla degradazione meteorica e all'azione degli organismi. Sui corpi senza atmosfera si origina dalla aggregazione gravitazionale di residui derivati dall'impatto con altri oggetti, dando origine a strati gradati con granulometria decrescente dal basso verso l'alto. La regolite, che ricopre tutto il manto lunare, viene definita “materiale dinamico” in quanto avente caratteristiche differenti dal suolo sottostante e variabili in funzione della grana, microscopicamente finissima ma estremamente varia in funzione della profondità del campione e della zona geografica di appartenenza [38]. La polverizzazione di elementi rocciosi, difatti, dipende strettamente dalla meccanica di formazione dei sedimenti, la quale, sulla Luna, si divide rispettivamente in:

- polverizzazione e riduzione della grana;
- formazione di agglomerati;
- mescolamento.

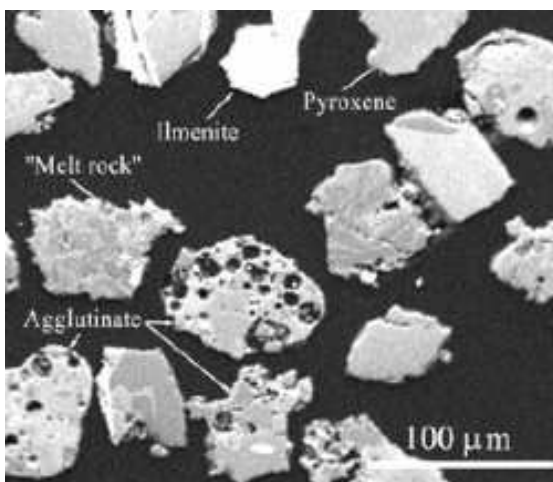


Figura 1-3: Campioni di regolite [10].

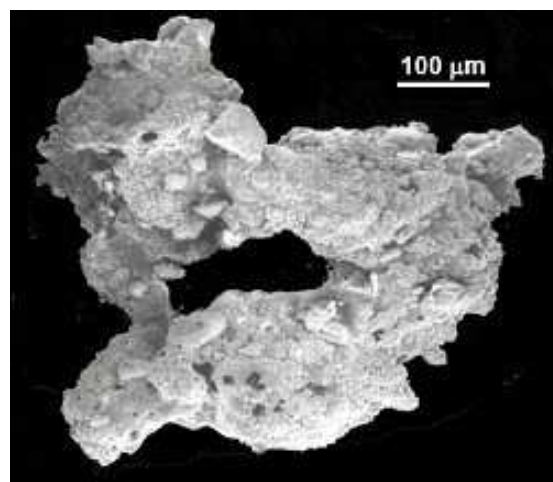


Figura 1-4: Granello di regolite [10].

La formazione di agglomerati rappresenta l'unione di elementi di grana molto fine dovuta alla compressione relativa al bombardamento di micrometeoriti.

Essa comporta dunque la formazione di elementi di grana più grossa.

Gli agglomerati posseggono proprietà uniche in quanto la loro formazione è legata a delle condizioni necessarie presenti quasi esclusivamente sul manto lunare, non verificabili in ambiente terrestre: la presenza di un terreno sedimentario dalla grana molto fine che presenti alte percentuali di ferro ed elevata percentuale di purezza e la presenza dei gas (He, H) dovuti all'azione del vento solare.

Questi ultimi vengono rilasciati al momento dell'impatto reagendo in parte con le molecole di ossido di ferro (FeO) presenti nel sedimento, modificandone la struttura e donando al sedimento una forma spesso complessa, ed in parte con l'ossigeno formando piccole quantità di H₂O, liberandosi così dal minerale stesso.

Il 25 – 30 % del manto lunare è composto da agglutinati, la cui distribuzione però, non essendo uniforme, varia tra 5% e 65% in base alla zona geografica.

Essendo caratterizzati dalla reazione dei gas dovuti al vento solare essi sono un importante indice per la valutazione dell'anzianità del campione di terreno tramite il calcolo del tempo di esposizione al vento solare.

Il mescolamento è dovuto all'impatto di grossi meteoriti che penetrano nel manto in profondità causando dunque il mescolamento di diversi strati di zeolite, caratterizzati da età differenti, rendendo la superficie non più uniforme e complicandone quindi la valutazione dell'età.

Ciò comporta la necessità di alcune approssimazioni che comunque, in larga scala, possono ritenersi affidabili: considerando un campionamento si individua la presenza di rimescolamento nel caso in cui le differenze di maturità del terreno siano evidenti e che tale rimescolamento abbia inciso in maniera consistente nella porzione di terreno scelta.

Le rimanenti percentuali di costituenti della regolite sono rappresentate da:

- particelle di vetro dovute all'impatto;
- minerali modellati dalle onde d'urto dovute all'impatto;
- particelle di vetro di origine vulcanica.

Le prime rappresentano il 3-5% del manto lunare e sono caratterizzate da una forma decisamente irregolare. Essi derivano dalla polverizzazione di rocce di tipo secondario, non primario, soggette anch'esse agli elementi sino ad ora descritti.

Le particelle di origine vulcanica vengono facilmente identificate osservando la loro uniformità nella composizione chimica e la presenza di condensati volatili oltre che la totale assenza di elementi di arricchimento dovuti all'azione di impatto dei meteoriti.

1.4.4 Le rocce

Le rocce lunari [39] si dividono in tre gruppi principali, secondo le loro caratteristiche fisico-chimiche e la propria evoluzione, quali:

- rocce basaltiche di origine vulcanica;
- rocce pure, non intaccate nella propria composizione chimica da agenti esterni;
- rocce complesse derivanti dalla formazione di rocce secondarie dovuta all'interazione di frammenti di rocce di tipo primario sotto l'azione d'impatto di meteoriti.

La formazione della Luna ed il suo raffreddamento ha portato alla formazione di tali tipi di rocce in zone e tempi differenti.



Figura 1-5: Vista della Terra che spunta sopra un grosso masso lunare [40].

Le rocce delle Highland, dal colore chiaro, sono state le prime a formarsi, mentre quelle basaltiche, dal colore scuro, si sono formate in un secondo momento a seguito dell'evoluzione delle attività vulcaniche caratterizzate dai flussi di lava che ora ricoprono i mari.

Queste ultime sono molto simili alle rocce vulcaniche presenti sulla terra e si suddividono in rocce derivanti dal raffreddamento dei flussi di lava, molto fluidi a causa della presenza in quantità superiori di Fe, Si ed Al rispetto ai campioni terrestri, e rocce derivanti dai residui piroclastici derivanti dalla formazione di fontane di lava dovute alla risalita in superficie dei gas magmatici.

Tali depositi piroclastici sono dispersi attorno ai bacini vulcanici a causa della bassa gravità (1/6 di quella terrestre) e sono del tutto simili a quelli presenti attorno ai crateri vulcanici sulla terra.

L'1% di tutta la crosta lunare è stato interessato e quindi modellato da fenomeni di tipo vulcanico.

La percentuale di campioni di rocce pure, cioè facenti parte della struttura primaria della superficie lunare, è rara ed è maggiormente distribuita sulle highland. La loro analisi chimica è di fondamentale importanza per la ricostruzione della storia del pianeta, secondo la quale, teoria confermata da vari modelli, la Luna in origine era ricoperta interamente da un oceano magmatico spesso centinaia di km.

In seguito al raffreddamento ed alla cristallizzazione la perdurata esposizione al bombardamento da parte di meteoriti ha nascosto in gran parte quegli elementi che risalendo in superficie, data la loro minore densità, sono andati a formare l'odierno strato di crosta lunare formato da rocce primarie.

L'ultimo gruppo di rocce, formato dal consolidamento dei detriti derivanti da rocce primarie di diverso tipo, note anche come breccias, rappresenta meglio di qualsiasi altro campione la storia moderna di modellazione del manto lunare.

Esse sono formate da una matrice complessa che unisce talvolta frammenti di rocce, minerali ed elementi vetrificati dalla grana molto fine. La loro caratteristica di unire nella propria matrice differenti tipi di rocce rappresenta anche il loro principale criterio di identificazione, il quale le divide in due gruppi distinti:

- monomict breccias;
- polymict breccias.

Le prime altro non sono che delle rocce primarie sgretolate in una moltitudine di elementi dalle forme svariate.

Il secondo gruppo rappresenta invece l'unione di frammenti eterogenei, appartenenti a materiali ed epoche di formazione differenti; esse sono molto più comuni degli esemplari uniformi.

Una classificazione più rigorosa e precisa di tali rocce le vede divise nei seguenti gruppi:

- Fragmental breccias: rocce composte da frammenti omogenei uniti in una matrice dalla grana molto fine.
- Glassy melt breccias: rocce formate da frammenti di materiali simili uniti in una matrice vetrosa non cristallizzata, in quanto raffreddata velocemente.
- Cristalline melt breccias: rocce molto simili alle precedenti, differiscono i tempi di raffreddamento e solidificazione, in questo caso maggiori tanto da consentire la cristallizzazione.

- Clast poor impact melts: rocce caratterizzate dall'elevata quantità di piccoli elementi derivanti dal meteorite.
- Granulitic breccias: rocce formate durante l'alterazione dovuta alla ricristallizzazione di altre rocce sottoposte a temperature dell'ordine di 1000°C.
- Dimict (2 componenti) breccias: rocce formate dai frammenti di due sole rocce primarie.
- Regolith breccias: rocce formate dalla compressione di elementi di regolite. Il loro processo di formazione è del tutto simile a quello degli agglomerati.

2 I ROVER SPAZIALI

2.1 Introduzione

Il rover (traduzione letterale *vagabondo*) è generalmente un veicolo adibito al trasporto di equipaggio, all'esplorazione del suolo e alla raccolta di provini materiali da effettuarsi su un corpo celeste [41][42][43]. Sono progettati per riuscire a muoversi in terreni tortuosi e per superare grossi ostacoli, presentando normalmente un numero superiore di ruote rispetto ad un normale veicolo.

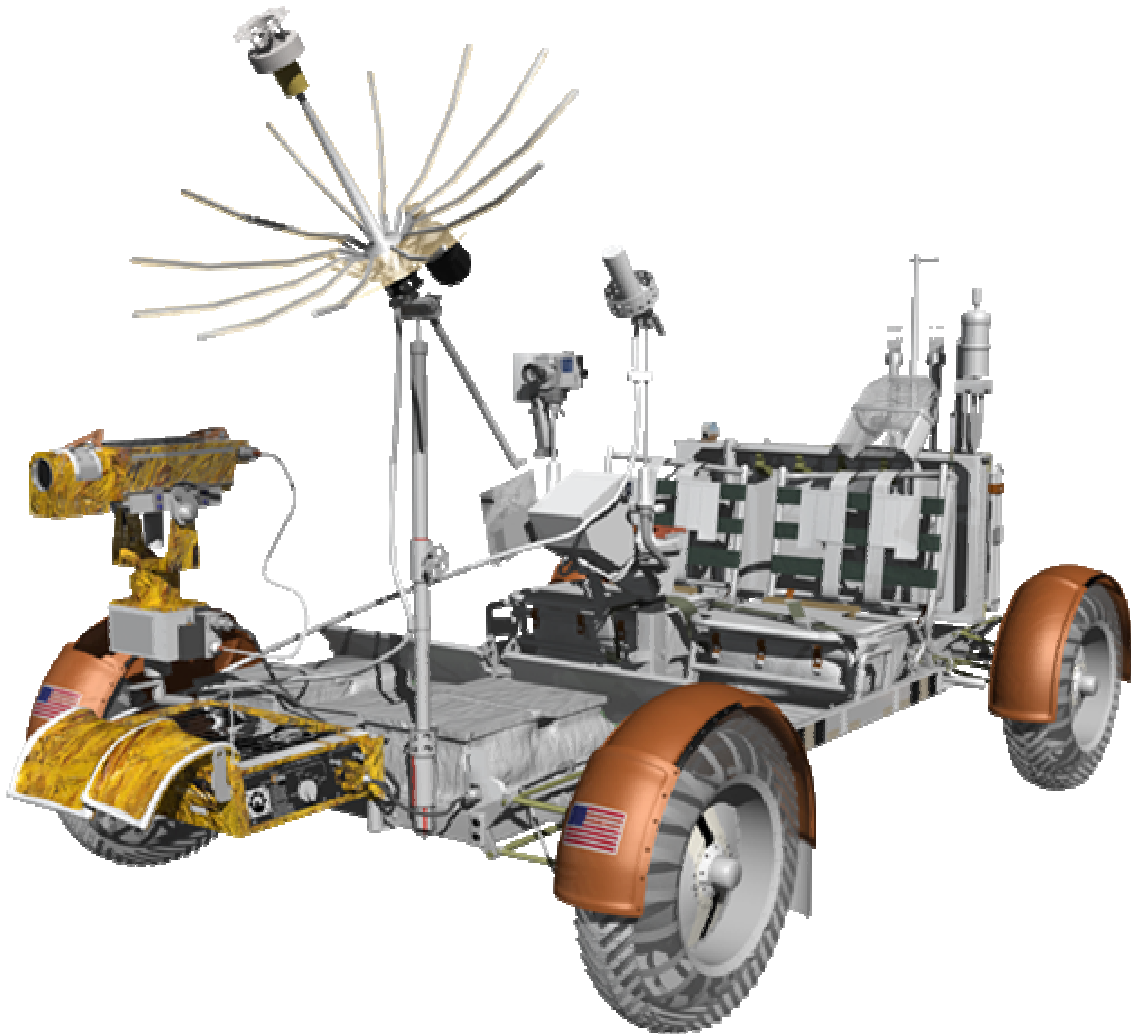


Figura 2-1: Schema di un rover per trasporto passeggeri [44].

2.2 I rover lunari

A tutt'oggi i rover che hanno operato sulla superficie lunare sono quelli del programma Apollo, detti LRV (*Lunar Roving Vehicle*), che permettevano il trasporto di equipaggio, e quelli del programma Lunokhod, automatici.

Il LRV fu ampiamente utilizzato durante le missioni Apollo 15, Apollo 16 e Apollo 17 [45] [46].

La missione *Apollo 15* fu la prima a prevedere il trasporto e l'impiego di un rover lunare per trasporto di equipaggio, che permise agli astronauti di potersi allontanare dalle vicinanze del luogo dell'atterraggio. Nella figura 2.2 è illustrata una foto che ritrae l'astronauta James B. Irwin mentre lavora in prossimità del rover sul luogo di atterraggio. L'ombra del modulo lunare "Falcon" è in primo piano, mentre il monte Hadley è sullo sfondo.

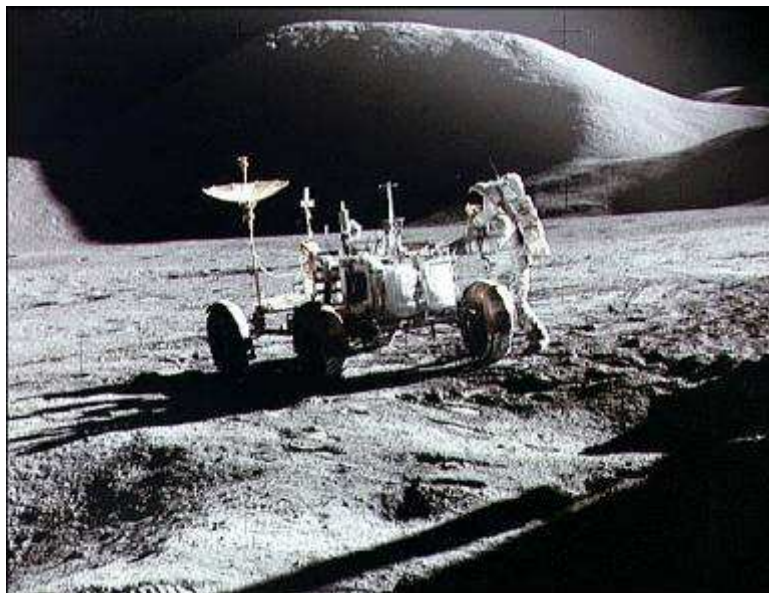


Figura 2-2: Fotografia scattata dall'astronauta David R. Scott il 31 luglio 1971 [47].

Il Rover lunare espanse di molto la capacità degli astronauti di esplorare la superficie lunare e, infatti, le prime missioni (sprovviste del rover) si limitarono a compiere qualche balzo a piccola distanza dal Modulo Lunare, dato che l'ingombrante tuta spaziale non gli permetteva una sufficiente libertà di movimento [48].

Il LRV poteva raggiungere una velocità massima di circa 13 km/h, ma per via della elevata pericolosità (con un sesto della gravità terrestre), difficilmente superava i 4-5 km/h.

Dopo aver svolto la loro funzione, a missione compiuta venivano abbandonati sulla Luna, dove si trovano tuttora.

Il *rover* in esame ha le dimensioni di una “Fiat 500”. Costruito dalla Boeing e dalla General Motors, non presenta un volante come le normali automobili, ma una cloche simile a quella degli aeroplani, a mezzo della quale si comanda la marcia in avanti, la marcia indietro e la sterzata (con una variazione del differenziale delle ruote, come per i carri armati).

Il motore è elettrico, alimentato da batterie chimiche con autonomia di cento chilometri percorsi a piena potenza.

Ogni ruota è autonomamente motrice con un piccolo motore da un quarto di cavallo di spinta.

I sedili sono in nylon, sagomati in modo tale da accomodare gli astronauti rivestiti dello scafandro lunare e dello zaino portatile di sopravvivenza. A causa dei sobbalzi piuttosto violenti causati dalla bassa gravità lunare, gli astronauti si legavano a cinture di sicurezza molto forti. E tutto ciò non era poi così negativo: grazie alla gravità lunare, che è un sesto di quella terrestre, con il “Moon Rover” si riusciva a superare pendenze del 30% e a saltare scarpate larghe fino a settanta centimetri – cosa pressoché impossibile sulla Terra.

Le ruote non avevano pneumatici come le normali gomme con camera d'aria delle auto “terrestri”, ma avevano all'interno una serie di anelli elastici che fungeva da supporto per una fitta rete di filo d'acciaio con un battistrada in tasselli di titanio. Un sistema di navigazione automatica consentiva all'auto lunare di viaggiare con sicurezza: la sua mansione era quella di evitare che gli astronauti si perdessero o che cercassero per troppo tempo il percorso di ritorno al LEM “Falcon”. Oggi esistono ancora tre modelli della jeep lunare, adoperati all'epoca dell'Apollo per gli addestramenti degli astronauti; uno di questi, di proprietà del museo di Houston, viene spesso trasferito in varie nazioni durante le mostre sullo spazio.

Di seguito sono presentati tutta una serie di modelli di *rover* che hanno caratterizzate le diverse missioni spaziali svoltesi sia sul suolo lunare che su quello marziano.

2.2.1 Lunokhod 1

Il lunokhod 1 fu il primo rover controllato a distanza ad atterrare su un altro corpo celeste nel novembre del 1970.

Era composto da una vasca chiusa ermeticamente che conteneva l'apparecchiatura e un telaio motorizzato dotato di 8 ruote indipendenti. Ognuna delle ruote aveva un diametro di 51 cm ed una larghezza di 20cm. L'equipaggiamento della sonda prevedeva un'antenna conica, una ad elica direzionale, quattro videocamere ed un braccio estensibile per testare la consistenza e le proprietà del suolo lunare.

Inoltre a bordo trovavano posto uno spettrometro a raggi X, un telescopio a raggi X e un rilevatore di raggi cosmici. L'energia veniva fornita da una batteria che veniva ricaricata durante il giorno

lunare da pannelli solari. Durante la notte lunare, il pannello solare veniva richiuso e un generatore di calore al polonio-210 riscaldava gli strumenti portandoli, ad una temperatura atta al loro funzionamento.

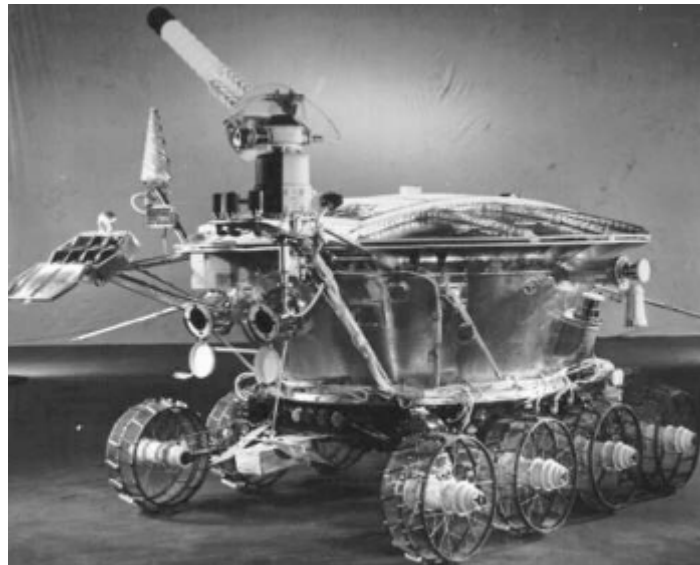


Figura 2-3: Lunokhod 1 [44].

Il rover era alto 135 cm e aveva una massa di 840 kg, lungo 170 cm e largo 160 cm e disponeva di un motore e freno per ogni ruota. Si poteva muovere a due velocità diverse: 1 km/h e 2 km/h.

2.3 I rover marziani

2.3.1 Marsokhod 1

Originariamente fu progettato per missioni robotiche su Marte [49]. Marsokhod era destinato a seguire la tradizione del *rover* Lunakhod che con successo attraversò lunghe distanze sulla Luna. Oggi serve come uno dei principali banchi di prova utilizzati in robotica.

La configurazione in tre parti e la struttura provvista di cardini permette al *rover* marsokhod di avere la capacità di camminare su terreni impervi.

Grazie alla struttura provvista di cardini e ad un azionamento speciale per piegare o sollevare le sezioni è in grado di superare ostacoli di cui l'altezza è due volte il diametro delle rotelle.



Figura 2-4: Marsokhod [44].

Le sezioni possono muoversi alternativamente permettendo al *rover* di strisciare sui pendii friabili del terreno con gli angoli fino a 35 gradi.

La massa del marsokhod è di 360 – 450 kg ed il diametro della rotella è di 500 millimetri.

2.3.2 I rocky rover

I microrovers rocky [50] sono stati costruiti per dimostrare la capacità di questi piccoli robot di attraversare terreni impervi e di esplorare un ambiente sconosciuto.

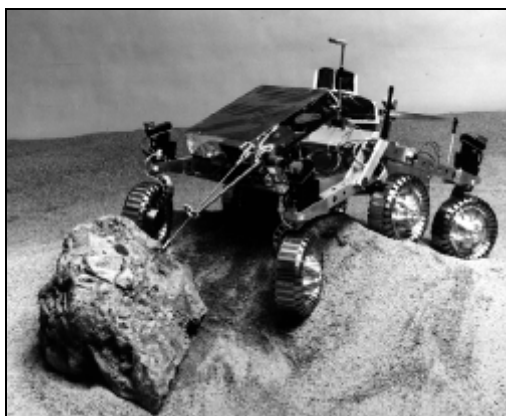


Figura 2-5: Il rocky rover mentre supera un ostacolo e analizza un campione di roccia [44].

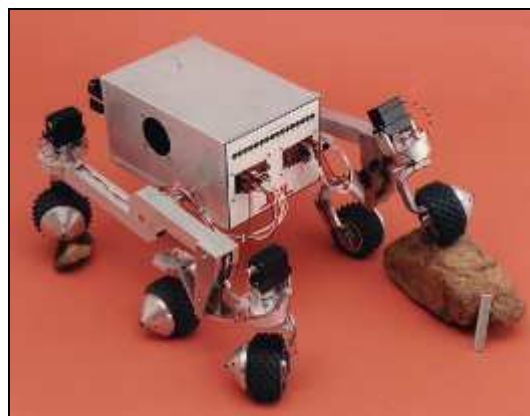


Figura 2-6: Particolare della sospensione cocker-Bogie [44].

Rocky 1 fù il primo ad impiegare il sistema della sospensione “cocker-Bogie” [51], sviluppato da Don Bickler, che gli permetteva di attraversare ostacoli la cui altezza è due volte l’altezza delle sue ruote.

Rocky 3, migliore rispetto al rocky 1 per quanto riguarda il sistema di movimento, è dotato di un braccio robotizzato e dei sensori.

2.3.3 Sojourner

È stato il primo rover inviato sulla superficie marziana [52]. Si tratta di un piccolo veicolo a controllo remoto che, nel Dicembre del 1996, esplorò il suolo del “pianeta rosso” viaggiando per alcuni metri attorno al sito di atterraggio studiandone le rocce ivi presenti, secondo una procedura del tutto simile a quella che era stata adoperata precedentemente solo dai due *rover* sovietici Lunokhod sulla Luna 30 anni prima [53].

Il *rover* esplorò la superficie di Marte in un modo che era stato eseguito precedentemente solo dai due *rover* Lunokhod sovietici sulla Luna 30 anni prima.

Il robot è lungo 65 cm, largo 30 cm e alto 30 cm, con un peso di 10,6 kg. Ha a bordo un Alfa Proton, spettrometro a Raggi-X, e 3 camere per riprese video che forniscono immagini stereo.



Figura 2-7: Rover Sojourner [44].

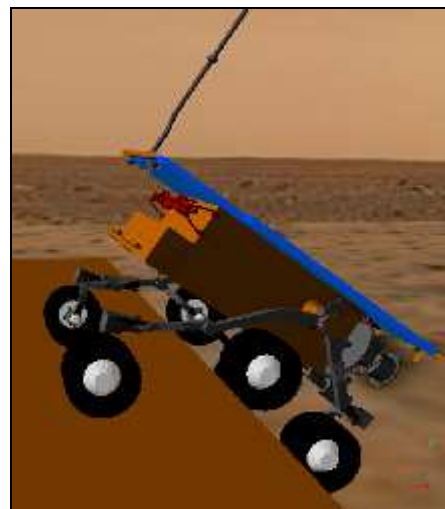


Figura 2-8: Il rover Sojourner mentre affronta un ostacolo [44].

Ha una potenza massima di 16 W e i pannelli solari di cui è dotato gli forniscono 100Watt/h per giorno.

È dotato di 6 ruote di alluminio del diametro di 16 cm, e di particolari sospensioni [54] [55] che gli permettono un’ottima stabilità durante la sua marcia sullo scabroso terreno marziano e inoltre gli consentono di inclinarsi di un massimo di 45° su di un lato attraverso ostacoli che hanno un’altezza di 20 cm.

Le ruote sono dotate di sensori che in ogni istante rilevano le condizioni in cui si trova il veicolo, permettendo di arrestare la sua marcia in situazioni critiche.

Ogni ruota si muove indipendentemente dalle altre. Il veicolo è dotato di un computer con microprocessore Intel 80C85, 8-bit che esegue 100.000 istruzioni al secondo.

Tale computer permette al veicolo di muoversi autonomamente sul suolo marziano, decidendo il percorso più vantaggioso per raggiungere un obiettivo.

2.3.4 Spirit e Opportunity

"Spirit" e "Opportunity" sono i nomi dei due rover gemelli semoventi della NASA giunti nel 2004 su Marte [56]. Spirit è stato il primo dei due a sbarcare con successo sulla superficie del pianeta rosso.



Figura 2-9: Il Rover Spirit utilizzato per l'esplorazione di Marte [44].

Le specifiche del *rover* prevedevano un funzionamento per almeno novanta giorni. Tali specifiche sono state ampiamente superate e Spirit ha continuato a marciare sul suolo marziano per tutto il 2006.

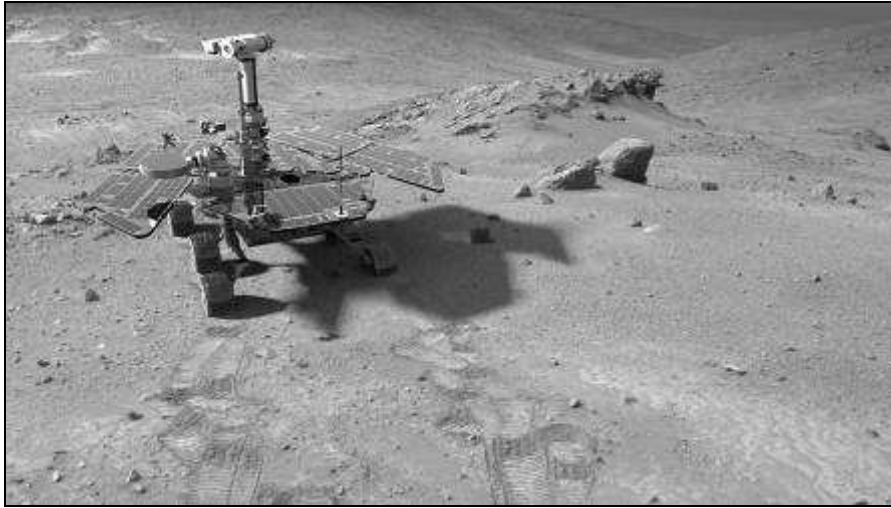


Figura 2-10: Simulazione grafica del rover Spirit sul suolo marziano [44]

Stesso successo è stato registrato da Opportunity, atterrato sulla parte opposta del pianeta tre settimane più tardi. In data 4 gennaio 2008 il *rover* Spirit ha "festeggiato" i 4 anni di lavoro sulla superficie marziana, dimostrando un' incredibile resistenza alle intemperie climatiche che si verificano sul pianeta. A tutt'oggi entrambi sono operativi e continuano a fornire dati e informazioni sulla geologia marziana.

Si tratta di *rover* a sei ruote del peso di 185 kg in grado di percorrere fino a 100 metri al giorno per 4 ore centrate sul mezzogiorno locale, quando l'illuminazione solare è tale da produrre abbastanza energia elettrica per muovere il veicolo.

Ciascuna delle sei ruote ha un proprio motore elettrico indipendente, il che consente al veicolo di poter sterzare ruotando anche su se stesso.

La velocità massima raggiungibile è di 5 cm al secondo.

Caratteristica interessante del *rover* "Spirit" (e del gemello Opportunity) è la totale autonomia di navigazione: i tecnici da Terra stabiliscono quale punto del suolo marziano il *Rover* deve raggiungere, dopodiché è il "*Rover*" stesso a stabilire qual è il percorso migliore per evitare gli ostacoli più grandi, pur essendo progettato per poter marciare, in caso di necessità, sopra gli ostacoli più piccoli.

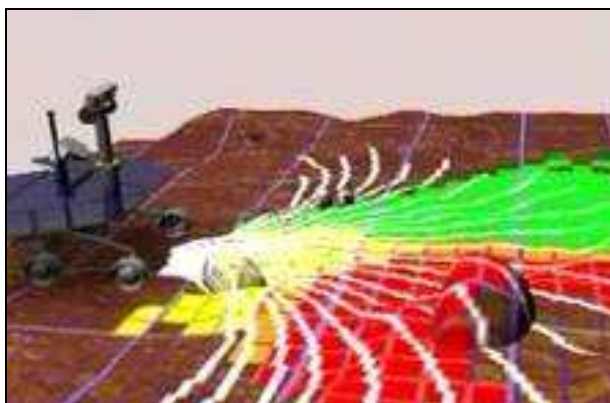


Figura 2-11: Morfologia del territorio rilevata dal sistema elettro-ottico di navigazione [57].

La principale fonte di energia è quella solare, raccolta dai pannelli foto voltaici disposti sulla sommità del mezzo.

2.3.5 Phoenix Mars Lander

È una sonda automatica sviluppata dalla NASA per l'esplorazione del pianeta Marte [58]. La missione scientifica della sonda è studiare l'ambiente marziano per verificarne la possibilità di sostenere forme di vita microbiche e per studiare l'eventuale presenza di acqua. La sonda è stata lanciata il 4 agosto 2007 alle 05:26:34 am, da un razzo Delta II 7925 prodotto dalla Boeing, ed è atterrata su Marte il 25 maggio 2008 alle 23:38 UTC. La sonda è un programma congiunto del Lunar and Planetari Laboratory e dell'Università dell'Arizona sotto direzione NASA. Al programma partecipano anche università statunitensi, canadesi, svizzere, tedesche, Canadian Space Agency ed alcune imprese aerospaziali. La sonda è atterrata nei pressi della calotta polare settentrionale del pianeta, una regione ricca di ghiaccio, e un braccio robot cercherà nel terreno artico eventuali tracce di acqua e microbi. La Phoenix viene dal Mars Science Laboratory. Dal 10 novembre 2008 la missione è dichiarata morta.

Il lander *Phoenix* è la sesta sonda ad atterrare sul pianeta rosso e la terza, dopo i Viking 1 e 2 ad utilizzare dei propulsori per controllare la discesa.



Figura 2-12: *Il rover Phoenix Mars Lander [59].*



Figura 2-13: *Il rover Phoenix Mars Lander durante la fase di allestimento [60].*

È bene sottolineare che il braccio robotizzato del Phoenix è in grado di scavare nel terreno fino a mezzo metro sotto la superficie e quindi prelevare dal terreno dei campioni che saranno immessi in appositi microforni.

2.4 I rover Europei

L'Agenzia Spaziale Europea sta attualmente sviluppando il Programma Aurora [61]; si tratta di un ambizioso programma di esplorazione spaziale basato su sonde automatiche e esplorazione umana del Sistema solare e in particolare del pianeta Marte.

Nel programma sono comprese missioni robotizzate e umane che toccheranno il loro apice nel 2030 con missioni umane su Marte.

Una delle parti del programma Aurora è la missione di esplorazione marziana ExoMars, attualmente in sviluppo dall'Agenzia Spaziale Europea (ESA), che prevede l'invio di un *rover* su Marte. Questa

missione combina lo sviluppo tecnologico con ricerche di grande interesse scientifico. Uno degli obiettivi è quello di fornire all'Europa nuove tecnologie per l'esplorazione di Marte, in particolare per il sistema di ingresso, discesa e atterraggio (EDLS) e il sistema *Drill and Sample Preparation and Distribution* (SPDS).

Il *rover* sarà lanciato da un vettore Soyuz ST 2-1b / Fregat dal Centre Spatial Guyanais nel 2013. La sonda conterrà un modulo di trasporto e un modulo di discesa, composto dal sistema EDLS, dal sistema di uscita del *rover* con un piccolo carico di strumentazione scientifica e il *rover* stesso con la strumentazione principale. Pesa circa 140-180 Kg, come i precedenti Mars Exploration Rover.



Figura 2-14: Rover ExoMars [44].

La particolarità del *rover* sarà la capacità di prendere decisioni autonome, essendovi tra le caratteristiche più importanti il sistema di navigazione intelligente basato su rivelatori elettro-ottici in grado di interpretare la morfologia del territorio.

Si utilizzeranno dei pannelli solari per generare elettricità. A causa delle difficoltà di controllo a distanza, dovute al ritardo della trasmissione dei segnali, ExoMars possiederà un software autonomo per la navigazione sul terreno.

2.4.1 Walkie 6

Il settore della robotica spaziale è in ampia espansione anche nel nostro paese, come dimostrano i numerosi progetti avanzati dai dipartimenti di meccanica dei principali atenei italiani.

Walkie 6 è un robot mobile a sei zampe progettato e realizzato dal Laboratorio Interdisciplinare di Meccatronica del Politecnico di Torino [62], finalizzato all'esplorazione planetaria di ambienti a bassa gravità.

Si tratta di un *rover* dalle ridotte dimensioni, caratterizzato da un'andatura a tripode alternato. Il veicolo è strutturalmente caratterizzato da due telai triangolari rigidi su ciascuno dei quali sono montati tre attuatori a vite azionati mediante motori elettrici a corrente continua.

Partendo da una configurazione in cui tutte le zampe toccano terra, per prima cosa si alzano le zampe di un telaio, poi il corpo si allunga, portando avanti il telaio che ha le zampe alzate. In seguito si alzano le zampe collegate al secondo telaio. Il corpo così si riaccorcia e si appoggiano tutte le zampe al suolo, ritornando alla configurazione di partenza, con Walkie 6 che avanza di un passo.



Figura 2-15: Rover Walkie 6 [62].

Per girare, esegue un passo analogo, ma con i telai che ruotano uno rispetto all'altro invece di traslare in avanti. Walkie6 parte e si arresta ad ogni passo e quindi la massima velocità raggiungibile è limitata. Questo inconveniente si accompagna però ad una grande semplicità sia della parte meccanica che del sistema di controllo e ad un bassissimo consumo energetico.

Uno degli elementi chiave per missioni di ricognizione e di esplorazione automatica è la disponibilità di un mezzo in grado di muoversi nella zona circostante il punto di atterraggio, per eseguire diversi compiti, tra cui la posa di strumenti scientifici, la ripresa di immagini e la raccolta di campioni.

2.4.2 Casimiro

Il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano ha presentato il primo prototipo per lo studio in laboratorio dei sistemi di guida automatici impiegati nei veicoli per

l'esplorazione planetaria: CASIMIRO (Cheap Automated Stereo Images environMent Identification ROver).

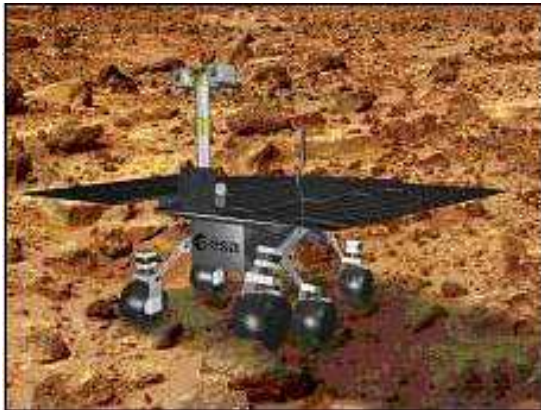


Figura 2-16: Nausicaa [63]

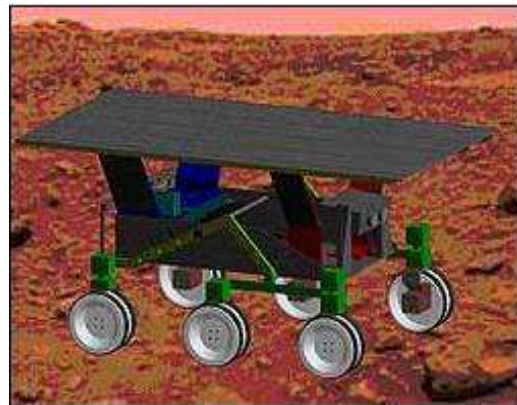


Figura 2-17: Casimiro [63]

Il programma prevede lo sviluppo di sistemi autonomi per missioni spaziali, iniziato nel 1999 e attualmente in atto presso il dipartimento di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Milano. Tale programma prevede lo sviluppo di algoritmi e sistemi per la guida, la navigazione e il controllo autonomi di veicoli operanti nello spazio profondo e su altri corpi celesti.

L'apparato di guida e navigazione di CASIMIRO si basa su un sistema di visione artificiale che gli permette di ricostruire un modello tridimensionale dell'ambiente circostante e di individuare il percorso migliore all'interno di esso per raggiungere una destinazione assegnata evitando gli ostacoli. Il sistema di visione è composto da una coppia di telecamere stereografiche che consentono l'individuazione degli ostacoli e la ricostruzione del moto [63] [64].

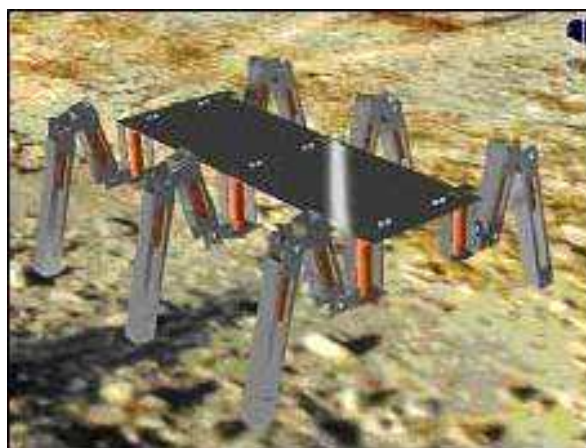


Figura 2-18: NEMeSys [64].

Due Progetti sono attualmente allo studio per ampliare le caratteristiche di mobilità ed autonomia dei *rover* per l'esplorazione. NAUSICAA è l'erede di CASIMIRO, mantenendo una struttura a sei ruote con un sistema di sospensione analogo, ma implementando un sistema autonomo di

esplorazione in grado di navigare in sicurezza scegliendo autonomamente gli obiettivi che massimizzino il ritorno scientifico. NEMeSys invece implementa un sistema di locomozione costituito da sei zampe, controllate attraverso una rete neurale dinamica, che consentono di migliorarne la mobilità su terreni accidentati.

3 *IL ROVER OPERAIO*

3.1 *Introduzione*

Tutti i *rover*, presentati nella sezione precedente, ad eccezione di quelli adibiti al trasporto di equipaggio, mostrano alcune caratteristiche peculiari, quali: l'esplorazione, il prelievo e l'analisi di piccoli campioni, che li differenziano dalla categoria dei veicoli di cui ci si occuperà nel presente progetto. I *rover* finora utilizzati nelle varie missioni spaziali presentano dimensioni relativamente ridotte e sono muniti di sistemi di avanzamento piuttosto complessi. I gradi di libertà di queste macchine sono assicurati mediante attuatori rotativi e meccanismi articolati che mal si prestano ad affrontare operazioni gravose come la manipolazione di carichi [65].



Figura 3-1: *Meccanismo articolato con 6 gradi di libertà per manipolatore di robot.[66]*

In generale per garantire un numero soddisfacente di gradi di libertà di un organo meccanico robotizzato è necessario l'utilizzo di numerosi attuatori, rendendo pesante e complessa la struttura oltre ad incrementarne i costi di realizzazione ed i consumi energetici.

3.2 Caratteristiche generali del Rover Operaio

In virtù delle problematiche peculiari dei *rover* destinati a lavori “pesanti” si è cercato di individuare una soluzione che garantisse il superamento dei limiti applicativi delle suddette apparecchiature. In particolare, il progetto del prototipo oggetto di questa tesi, condotto in collaborazione dal Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell’Università degli Studi di Cagliari con il Dipartimento di Ingegneria Aeronautica e Spaziale del Politecnico di Torino, si sviluppa secondo linee guida innovative ed originali che rappresentano una novità sostanziale rispetto alle ricerche precedenti nel campo.

I requisiti fondamentali del progetto sono:

- Leggerezza;
- Economicità;
- Semplicità della struttura;
- Facilità di movimentazione e controllo.

Gli obiettivi sono quelli di limitare al minimo le dimensioni e la massa, in modo tale da economizzarne il trasporto, compatibilmente con le funzionalità operative, ed infine, con il più basso consumo energetico, data l’impossibilità di caricare le batterie e di trasportarne un ingente numero di scorte.

Il *rover* presentato in questa tesi è stato progettato allo scopo di realizzare una struttura funzionale e leggera, capace di afferrare e spostare carichi, tenendo conto delle caratteristiche dell’ambiente in cui dovrà operare. Per raggiungere questo obiettivo, la progettazione e l’ottimizzazione di ogni sua componente è stata sviluppata integrando le competenze e le metodologie delle diverse aree della meccanica.

Trattandosi di un veicolo destinato a movimentare carichi su terreni accidentati, dovrà essere in grado di muoversi agilmente senza correre il rischio di ribaltamenti; perciò dovrà essere dotato di un dispositivo capace di controllare facilmente l’assetto in tutte le situazioni operative. Data, inoltre, l’impossibilità di poter effettuare manutenzioni periodiche, dovrà presentare una struttura semplice e affidabile riducendo al minimo essenziale il numero complessivo di attuatori e di tutti quegli organi statisticamente più soggetti a guasti ed usura.

Compatibilmente con i requisiti generali citati nel paragrafo precedente, l’architettura generale del *rover* presenta una struttura semplice e leggera, caratterizzata da dispositivi meccanici appositamente studiati per svolgere i compiti specifici a cui è destinato.

Il prototipo proposto, illustrato in figura 3-2, presenta un telaio con una forma in pianta a C, sorretto da quattro colonne motorizzate, che costituiscono il sistema di movimentazione e di controllo

dell'assetto. Sul telaio è montato il meccanismo articolato responsabile della presa dell'oggetto, insieme al sistema di alimentazione a batterie coadiuvato per mezzo di pannelli solari e tutta l'apparecchiatura necessaria al controllo a distanza del veicolo.

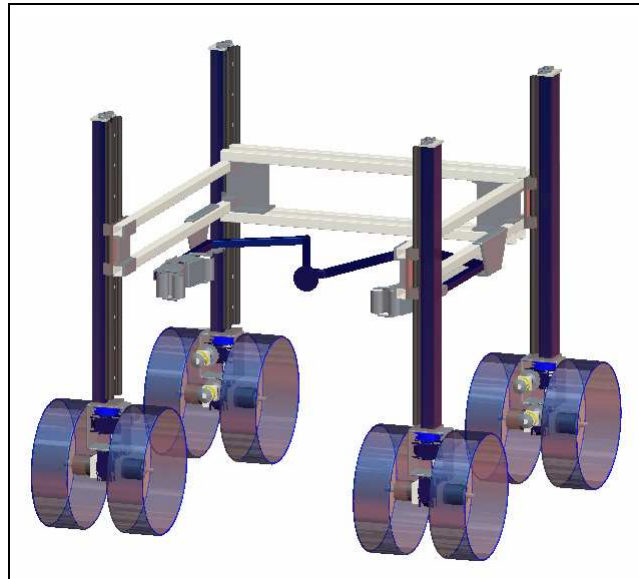


Figura 3-2: Modello CAD del rover operaio.

Lo sviluppo del prototipo può essere delineato identificando tre tematiche principali: telaio e sistema di presa, sistema di sollevamento e ruote.

Il *rover*, così configurato, possiede diversi gradi di libertà, ed è dotato di motorizzazioni su ciascuna colonna. Le attuazioni hanno lo scopo di realizzare il moto di avanzamento, consentire la manovra e correggere l'assetto del piano di riferimento del telaio: in questo modo è possibile mantenere una giacitura definita del telaio e dell'organo di presa, a prescindere dal profilo del terreno.

Nel seguito verrà fornita una breve descrizione delle parti principali che costituiscono il *rover*.

La parte centrale del *rover* è costituita dal telaio sul quale è alloggiato il sistema di presa, l'insieme è illustrato in figura 3-3. Il telaio ha una geometria tale da soddisfare le esigenze di massima compattezza e stabilità possibili. Le dimensioni sono state definite in funzione degli ingombri dei sistemi meccanici ed elettronici che dovranno essere alloggiati su di esso oltre che a quelle dei massi che il *rover* dovrà trasportare.

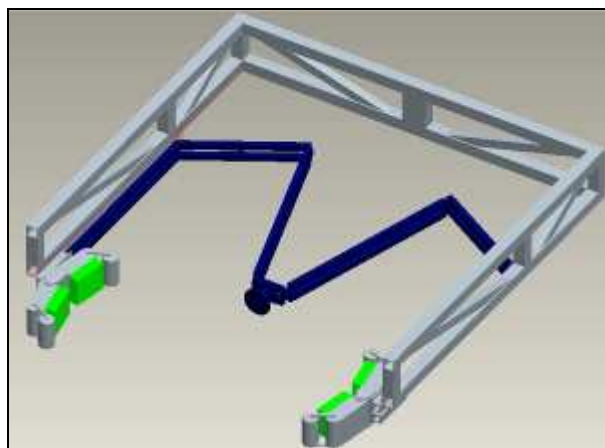


Figura 3-3: *Modello CAD del sistema di presa montato sul telaio.*

Il sistema di presa è costituito da un meccanismo articolato piano, che presenta tre gradi di libertà. Esso è in grado di afferrare oggetti di forma generica, come i detriti rocciosi presenti in grande quantità sulla superficie lunare. Questo cinematismo, infatti, presenta una peculiarità: esso è in grado di autoadattarsi alla geometria dell'oggetto in presa. La strategia di presa scelta è tale per cui una volta realizzato l'afferraggio dell'oggetto, i punti del cinematismo a contatto con l'oggetto in presa sono in ogni caso tre, in modo tale da assicurare un afferraggio convenientemente stabile.

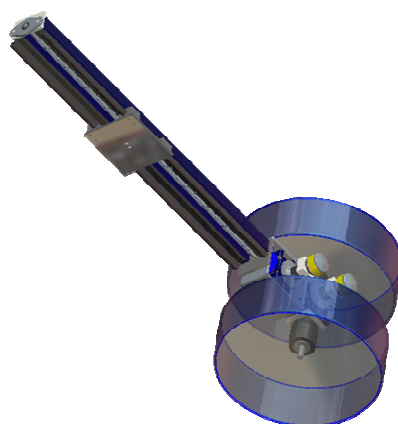


Figura 3-4: *Colonna per il controllo di assetto e avanzamento del rover.*

Per quanto riguarda il sistema di sollevamento esso è costituito da quattro colonne, come quella rappresentata in figura 3-4, aventi una struttura scatolare a sezione chiusa continua; per ciascuna colonna i vari dispositivi sono stati studiati al fine di ottenere: l'avanzamento del veicolo, il sollevamento del carico e mantenere il *rover* in assetto stabile indipendentemente dal profilo del terreno.

I componenti principali delle colonne sono una slitta montata su guide a basso attrito e un sistema di trasmissione vite-madrevite con accoppiamento di precisione, che realizza il moto di sollevamento. La colonna con il meccanismo di sollevamento è stata realizzata con una struttura in parete sottile,

ad alta rigidezza torsionale, alla quale è affidato il compito di sopportare i carichi strutturali agenti sulla colonna e di trasferirli dal telaio alla ruota. A tale struttura, inoltre, si affida anche il compito di isolamento degli organi meccanici dall'ambiente esterno estremamente ostile. In particolare si conta su di essa per evitare i danni sugli organi meccanici derivanti dall'azione abrasiva della regolite. Ciascuna colonna è collegata al telaio tramite il carrello del sistema di trasmissione vite madre-vite. Le colonne, inoltre, sono sede della motorizzazione dell'intero dispositivo; su ciascuna di esse sono stati impiegati due motori, per un totale di otto motori sull'intero *rover*. Uno dei due motori è utilizzato per l'attuazione relativa al sollevamento, l'altro per la movimentazione del *rover* ed il controllo della traiettoria. Entrambe le catene cinematiche di trasmissione sono state concepite in modo tale da risultare irreversibili. Tale requisito è irrinunciabile sulla movimentazione delle colonne per il posizionamento certo dell'assetto, come anche il posizionamento del *rover* sul terreno ed il controllo di traiettoria in presenza di sollecitazioni legate alle masse in gioco (peso e azioni inerziali). Le catene cinematiche verranno integrate all'interno del volume delimitato dalle due ruote, come mostrato in figura 3-5, in modo tale da ottenere un blocco compatto, facilmente proteggibile dalla sabbia lunare. Questa soluzione costruttiva è vantaggiosa anche dal punto di vista della stabilità del rover: in questo modo, infatti, si ha un abbassamento del baricentro dell'intero sistema.

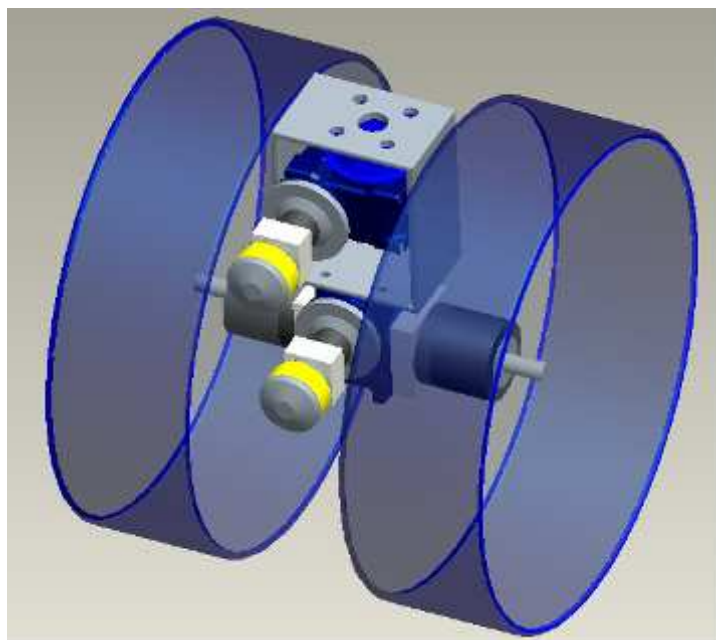


Figura 3-5: *Rappresentazione dell'assemblaggio delle catene cinematiche all'interno della coppia di ruote gemellate montate su ciascuna colonna.*

3.3 La strategia di presa

Sia il sistema di presa sia quello di sollevamento sono stati studiati in modo da conferire al rover la possibilità di poter raccogliere oggetti e trasportarli agilmente su terreni accidentati.

Pertanto le principali operazioni che il *rover* può svolgere sono: la presa di oggetti, il sollevamento di carichi e il loro trasporto.

La strategia di presa di un oggetto può essere sintetizzata nel modo seguente:

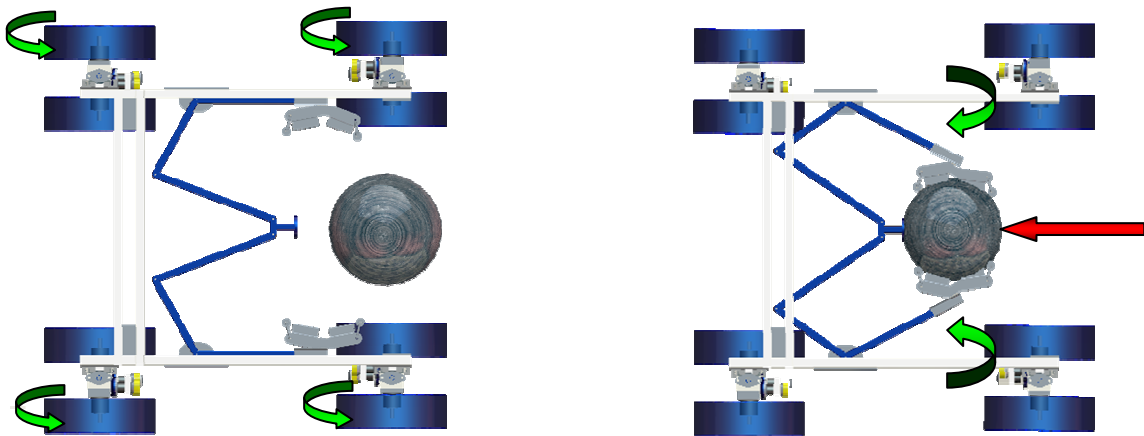


Figura 3-6: Strategia di presa di un oggetto.

Individuato il detrito da rimuovere, si fa avanzare il *rover* in direzione dello stesso, mantenendo il telaio in assetto orizzontale, nella posizione più adeguata alla dimensione dell'oggetto da afferrare. Si fa procedere il *rover* con una velocità ridotta, in modo da portare il respingente del dispositivo di presa a contatto con la superficie dell'oggetto da prelevare, come illustrato in figura 3-6 (a). Dal momento in cui avviene il contatto tra il respingente e il masso, si ha l'azionamento del sistema di presa, come rappresentato in figura 3-6 (b). Trattandosi di un dispositivo passivo, da questo momento in poi si produce la rotazione dei bracci, sotto la spinta fornita dalle ruote che continuano a far avanzare il *rover*, fino a completare l'operazione di presa.

Una volta assicurata la presa, grazie anche ad un previsto dispositivo di bloccaggio dei bracci nella posizione finale raggiunta, si procede al sollevamento dal suolo dell'oggetto in presa. Il quale può essere posizionato ad un'altezza adeguata, per facilitarne il trasporto, ed essere, infine, portato in un altro sito e rilasciato, come mostrato in figura 3-7.

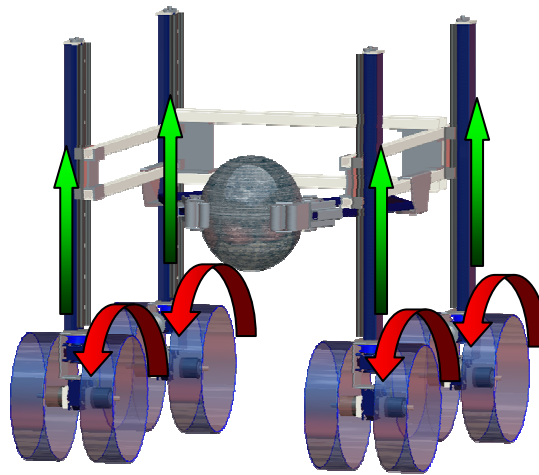


Figura 3-7: Sollevamento del carico e avanzamento del rover.

Grazie alla scelta costruttiva di utilizzare trasmissioni del tipo a vite-madrevite, si ha il vantaggio di poter posizionare le colonne, ciascuna indipendentemente dalle altre, a diverse altezze dal suolo. Questo fatto permette di mantenere il telaio con un assetto orizzontale stabile, sia nel caso di ostacoli da aggirare e sia nel caso in cui si debbano affrontare delle pendenze. Inoltre, la scelta di adottare un sistema di trazione a ruote indipendenti fornisce al *rover* ulteriori vantaggi quali, ad esempio, quello di controllare la traiettoria curvilinea per trazione differenziale. Tale scelta, rispetto ad un sistema a motore unico e trasmissione a trazione integrale, permette di eliminare molti organi meccanici quali alberi, giunti, rotismi differenziali a fronte, però, di un sistema multi-motore. In quest'ottica il sistema di sollevamento ha motori indipendenti da quelli dedicati all'avanzamento evitando così di realizzare costose e complesse trasmissioni. Queste scelte semplificano i movimenti più complessi, consentendo dunque, di superare ostacoli o affrontare pendenze comandando contemporaneamente i motori deputati al controllo dell'altezza delle colonne e dell'avanzamento delle ruote. Se invece, per ragioni di peso e costi, si fosse optato per un unico motore con innesto, da applicare ad entrambi i sistemi, di trazione e di sollevamento, questo non sarebbe stato possibile. Infatti, con un solo motore per colonna a gestire entrambi i sistemi, l'azionamento dell'uno escluderebbe l'altro rendendo le operazioni più lente e difficoltose da coordinare. Pertanto anche se si tratta di una soluzione vantaggiosa in termini di massa e costi, non lo è dal punto di vista funzionale, poiché limita le possibilità di movimento del *rover*. Inoltre, in caso di avaria di una ruota, con il sistema a due motori, è possibile sollevare la relativa colonna escludendola dalle attività, permettendo comunque al *rover* di continuare a muoversi e portare a termine la missione.

4 IL SISTEMA DI SOLLEVAMENTO

4.1 Introduzione

Il *rover* è stato studiato per afferrare e sollevare oggetti con un peso pari a 800 N, ovvero con una massa di circa 500 kg in ambiente a gravità lunare, corrispondente ad un volume di 0.150 m³. La massa a vuoto stimata per il *rover* è di circa 200 kg.

Date le specifiche di progetto, il *rover* in studio inoltre, deve portare un numero ridotto di attuatori al fine di garantire semplicità costruttiva, bassi costi e pesi ridotti. Anche per questo motivo il sistema di presa che si andrà a sviluppare sarà un organismo che può definirsi “passivo” nel senso che il suo azionamento non è garantito da nessun motore, ma dalla forza che si genera quando esso viene a contatto con il masso. Inoltre, per lo stesso motivo di semplicità, la struttura sarà simmetrica.

In linea con i requisiti sopracitati si è sviluppato un veicolo in grado di “abbracciare” il carico da movimentare e sollevarlo per mezzo di opportuni organi di presa e dispositivi di sollevamento

La soluzione scelta per il dispositivo di sollevamento consiste in quattro colonne movimentate con trasmissione vite-madrevite, montate ai vertici di un telaio con forma in pianta a C figura 4-1.

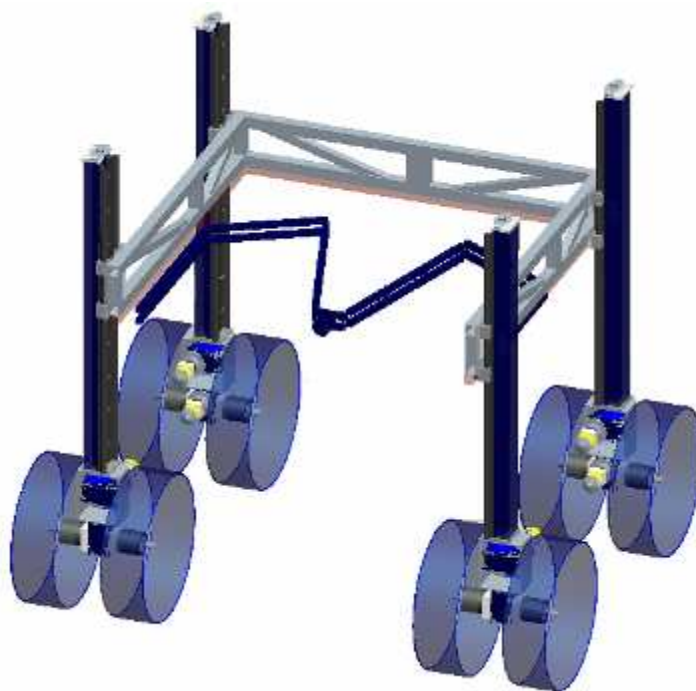


Figura 4-1: *Modello CAD del sistema di sollevamento costituito dalle quattro colonne.*

Ciascuna colonna può essere movimentata indipendentemente dalle altre, permettendo al *rover* di muoversi agilmente su terreni accidentati, mantenendo il telaio sempre in assetto orizzontale. Sull'estremità inferiore di ciascuna colonna sono alloggiate coppie di ruote gemellate, che possono essere azionate indipendentemente dalle altre, dando la possibilità al *rover* di compiere manovre a stretto raggio.

Data l'impossibilità logistica di impiegare attuatori lineari di tipo pneumatico o oleoidraulico in ambiente extraterrestre, si utilizza una trasmissione vite-madrevite con attuatore elettrico. Si tratta di un dispositivo semplice in grado di trasformare un movimento rotatorio in un movimento lineare e rappresenta uno dei meccanismi più economici e funzionali per il sollevamento e l'abbassamento dei carichi, come pure per applicazioni di spinta o trazione, dando inoltre la garanzia di regolarità di funzionamento sia a vuoto che sotto carico. Inoltre con questo tipo di trasmissione è possibile posizionare il telaio in qualunque posizione intermedia lungo la corsa della vite, offrendo la possibilità di poter decidere, in funzione delle dimensioni dell'oggetto da prelevare, l'altezza alla quale posizionare il telaio, mantenendo il baricentro del *rover* il più basso possibile. Questo può ridurre la possibilità di ribaltamenti durante le manovre compiute dal robot. Oltre a ciò, scegliendo opportunamente il riduttore del blocco di azionamento, può essere omesso il freno, necessario per mantenere la posizione intermedia desiderata.

4.2 La struttura delle colonne

I componenti di ciascuna colonna del *rover* sono stati studiati e progettati al fine di ottenere un dispositivo semplice e leggero, in grado di garantire l'avanzamento del veicolo, il sollevamento del carico e la possibilità di mantenere il *rover* in assetto stabile, indipendentemente dal profilo del terreno. In particolare ciascuna colonna, come accennato in precedenza, deve poter essere movimentata indipendentemente dalle altre, dando la possibilità al *rover* di poter superare dislivelli particolarmente impegnativi e aggirare ostacoli. La forma e le dimensioni sono state stabilite in relazione alle specifiche di progetto e dall'esigenza di ospitare e proteggere il meccanismo vite-madrevite. Pertanto il lavoro è stato rivolto all'ottenimento di una struttura compatta e di minimo ingombro trasversale, in grado di garantire allo stesso tempo adeguata resistenza alle sollecitazioni di flessione, taglio, torsione e sforzo normale dovute ai carichi esterni generati dall'interazione con il suolo. Il progetto ha rispettato la specifica stringente di una massa limitata, mantenendo i costi di progettazione e realizzazione contenuti.

In particolare i requisiti di progetto richiedevano una massa complessiva della colonna non superiore a 20 kg, per una corsa utile del carrello di almeno 0,9 m, oltre alla possibilità di sollevare

carichi di massa pari a 500 kg in ambiente lunare, nell'ipotesi più critica; vale a dire con solo due colonne in appoggio a sopportare l'intero carico.

Prima di progettare e realizzare il sistema di sollevamento per il *rover*, sono state studiate diverse soluzioni, nell'ipotesi di utilizzare, in prima battuta, guide lineari di tipo industriale. Tale soluzione si è rivelata insoddisfacente poiché non rispondeva ai carichi di progetto garantendo non adeguata rigidezza, presentando al contempo costi e masse troppo elevati.

Si riporta la relativa tabella 4-1 con evidenziati sia le dimensioni che le masse.

Tabella 3 - Specifiche dimensionali di una guida lineare di tipo industriale. SI evidenziano le masse relative a guide lineari con corsa utile di 900 mm.

Stroke (mm) (stroke between mechanical stoppers)		Outer rail length (mm)	Overall length L ₁ (mm)	H (mm)	G (mm)	n	n ₁	Overall main unit mass (kg)	
Type A	Type B							Type A	Type B
800(826)	680(698)	980	1089	90	40	7	5	19.9	21.6
900(926)	780(798)	1080	1189	40	15	8	6	21.7	23.4
1000(1026)	880(898)	1180	1289	90	65	8	6	23.4	25.1
1100(1126)	980(998)	1280	1389	40	40	9	7	25.1	26.8
1200(1226)	1080(1098)	1380	1489	90	15	10	7	26.9	28.6

Dunque, abbandonata la possibilità di poter impiegare dispositivi commerciali, si è deciso di progettare e realizzare quattro colonne su misura, in grado di soddisfare le esigenze di progetto, con trasmissione a vite-madrevite (figura 4-2).



Figura 4-2: Particolare della colonna di trasmissione.

Il prototipo realizzato è stato pensato in maniera tale da inglobare il sistema vite (4) madrevite (5) all'interno di uno scatolato a sezione sottile (2) con una forma tale da poter montare due guide lineari calibrate (3), sulle quali poter far scorrere un carrello (1), collegato alla madrevite (figura 4-3).

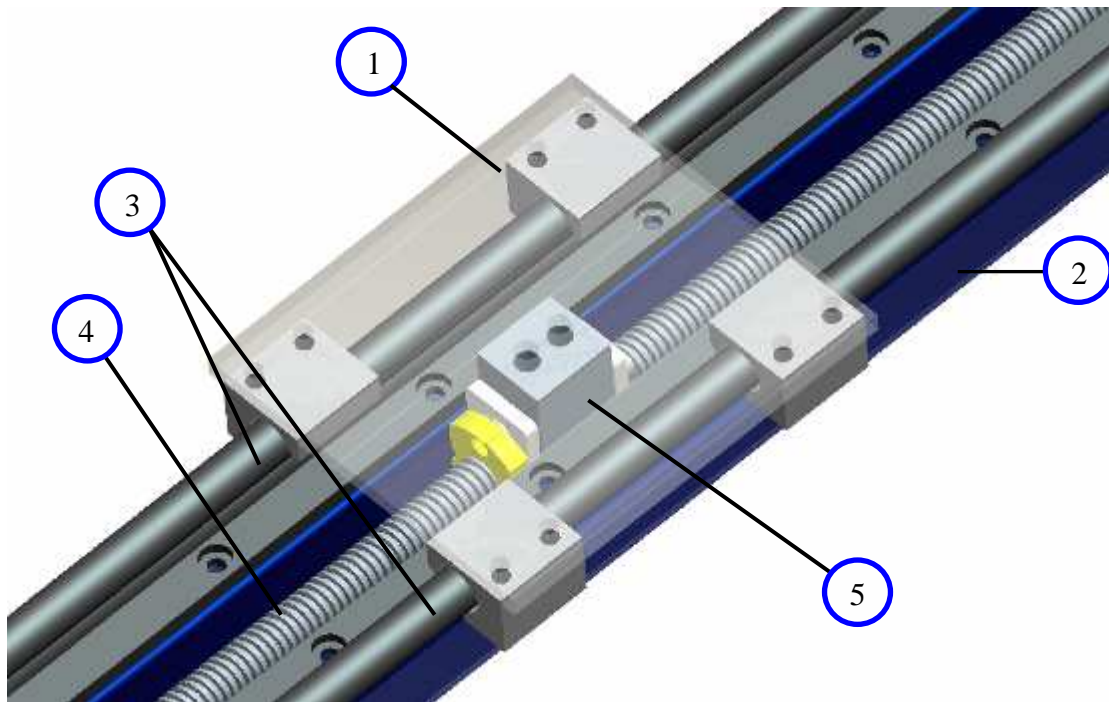


Figura 4-3: Particolare della trasmissione a vite-madrevite: Carrello (1); Struttura allungata a sezione chiusa (2); Guide lineari (3); Vite trapezoidale (4); Madrevite (5).

Nel seguito si indicherà con il termine colonna la struttura in parete sottile a sezione chiusa sulla quale vengono montate le guide lineari. Il materiale utilizzato per la realizzazione del prototipo è un acciaio Fe 510.

La forma e gli spessori sono stati definiti in modo tale da consentire sia il montaggio delle guide lineari sulle quali far scorrere il carrello, e allo stesso tempo realizzare la sede dove inglobare e racchiudere la vite.

Trattandosi di una colonna di lunghezza di poco superiore al metro, la soluzione più vantaggiosa si è rivelata quella di realizzare uno scatolato con sezione trasversale a forma di C, come illustrato in figura 4-4.

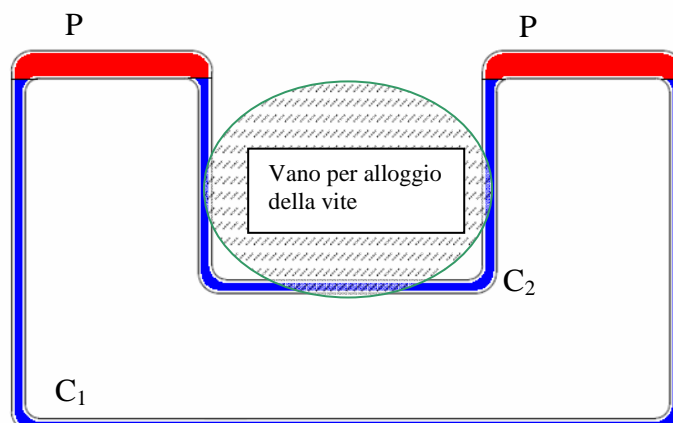


Figura 4-4: Profilo della sezione della camicia

Come si può osservare dalla figura 4-4, la sezione scelta, può considerarsi costituita da diversi profilati uniti tra loro; i due tratti evidenziati in rosso rappresentano le sezioni delle piatte sulle quali dovranno essere montate le due guide lineari, mentre il vano centrale costituisce la sede della vite di trasmissione. Poiché le guide verranno fissate alla colonna mediante viti autofilettanti è necessario che gli spessori delle sezioni in rosso siano tali da consentire questo tipo di collegamento.

A causa della difficoltà nel realizzare questo tipo di sezione mediante saldatura delle diverse parti, senza che si generino evidenti deformazioni, si è scelto di unire due lamiere di spessore costante, opportunamente sagomate, come rappresentate in figura 4-5.

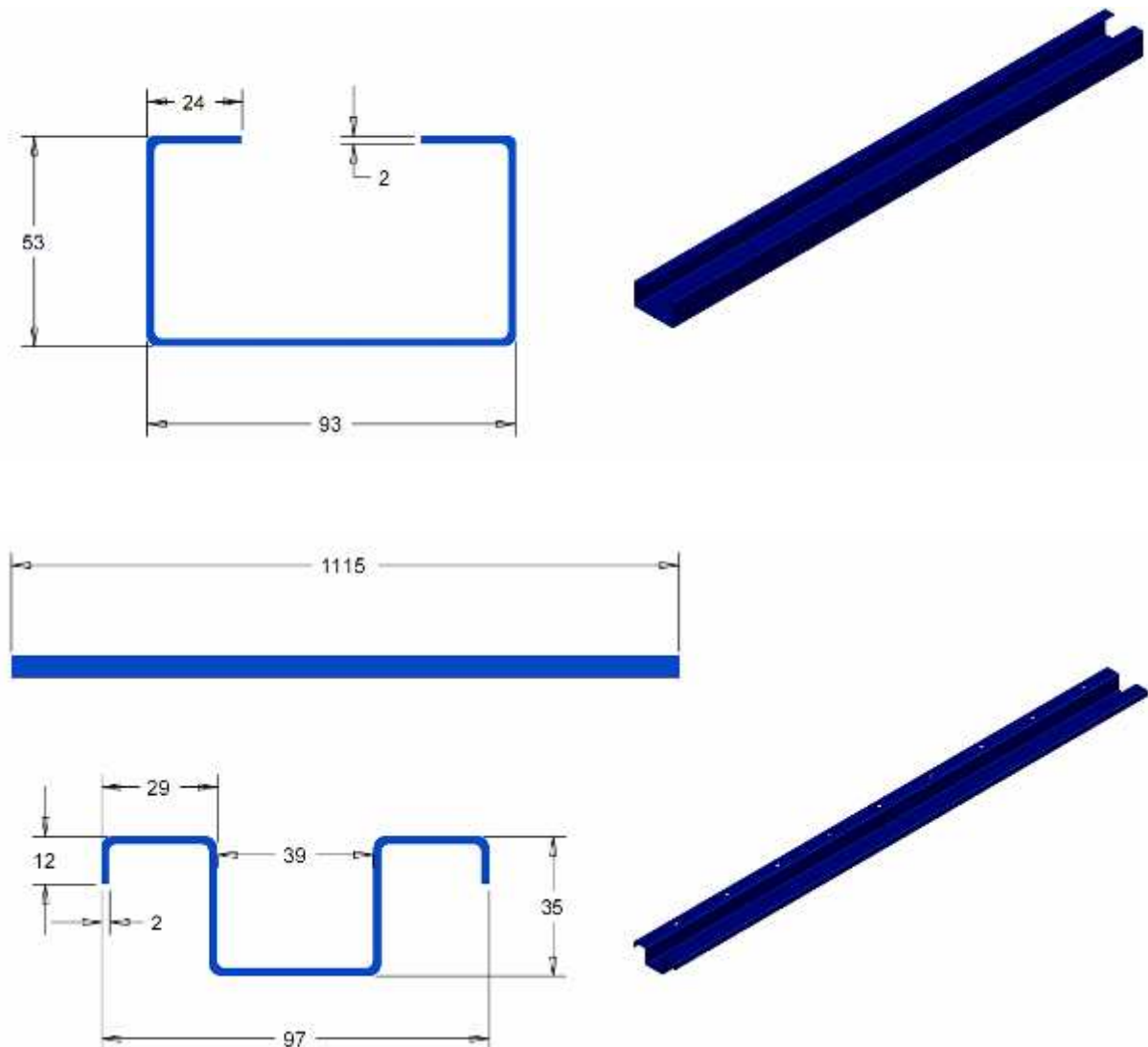


Figura 4-5: Profili delle lamiere costituenti la struttura a guscio

Adottando questa soluzione costruttiva si è voluto rimediare al problema più critico, nella realizzazione della struttura allungata a sezione chiusa; cioè, quello di riuscire ad ottenere che le due superfici sulle quali dovranno essere fissate le guide lineari siano al contempo piane, complanari e parallele. Infatti, per un efficace funzionamento del sistema di trasmissione vite-madrevite, è

fondamentale che le due guide lineari sulle quali dovrà scorrere il carrello siano perfettamente parallele.

Si è deciso dunque, di unire con saldatura i due profili ottenuti dalle lamiere piegate lungo il profilo come mostrato in figura 4-7.

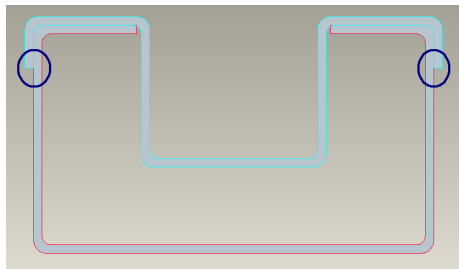


Figura 4-6: Sezione della colonna. In evidenza la saldatura eseguita su giunti a sovrapposizione.

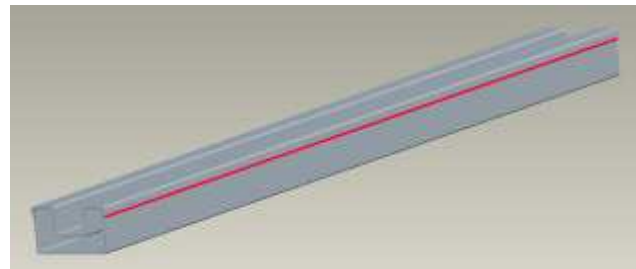


Figura 4-7: Modello CAD della colonna. In rosso il cordone di saldatura a tratto continuo realizzato per tutta la lunghezza della colonna.

La saldatura, in questo caso, viene eseguita su giunti a sovrapposizione di uguale spessore; fatto che limita le distorsioni post saldatura (figura 4-6).

Tra i tipi di collegamenti meccanici, la saldatura si differenzia dagli altri collegamenti permanenti come la *chiodatura* o l'*incollatura*, perché questi ultimi non realizzano la continuità metallica.

Il fine che si vuole perseguire, mediante la saldatura delle due lamiere, è quello di ottenere continuità del metallo base, in modo da riuscire ad avere nel giunto proprietà meccaniche, composizione chimica e strutture cristalline molto simili ad esso.

Allo scopo di ottenere la rigidezza a torsione desiderata è indispensabile assicurarsi che ogni sezione trasversale all'asse della camicia sia chiusa; a causa di questa esigenza l'unica soluzione possibile è proprio quella di unire solidalmente i due profili mediante saldatura.

Affinché tutte le sezioni della camicia possano essere chiuse è necessario che la saldatura venga eseguita realizzando un cordone continuo per tutta la lunghezza della camicia stessa, senza alcun punto di discontinuità (figura 4-7).

Il tipo di saldatura impiegata è quella ad arco elettrico con elettrodo rivestito. In questo procedimento il calore necessario alla fusione del materiale base è ricavato da un arco elettrico che scocca tra un elettrodo fusibile metallico, coperto da un opportuno rivestimento, e il metallo base. Questo tipo di saldatura però, se non eseguita in maniera accurata potrebbe portare a forti distorsioni delle parti metalliche che si vogliono saldare. È pertanto necessario eseguire la saldatura per piccoli tratti facendo raffreddare di volta in volta la zona del materiale interessata dalla saldatura. Una volta realizzati i tratti e aspettato un tempo sufficiente per far raffreddare il materiale, si riprende la saldatura completando i tratti non ancora saldati. In questo modo è possibile

ottenere una saldatura con cordone continuo senza la presenza delle distorsioni che avrebbero compromesso la funzionalità dell'arto meccanico, come mostrato in figura 4-8.



Figura 4-8: *Particolare del cordone di saldatura sul lato dello scatolato.*

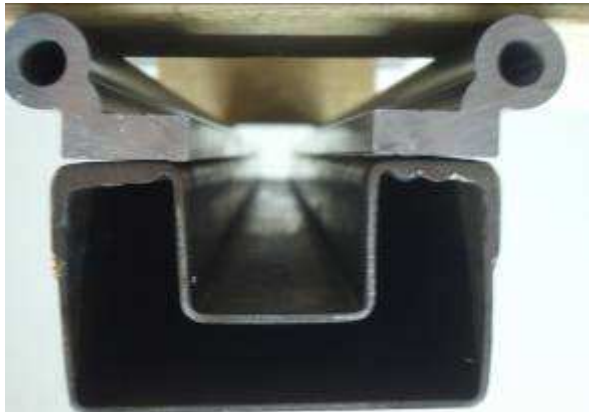


Figura 4-9: *Particolare della sezione chiusa.*



Figura 4-10: *Fotografia della struttura allungata a sezione chiusa con le guide lineari calibrate.*

Come si può osservare dalla figura 4-9, grazie alla sovrapposizione delle due lamiere si è ottenuto lo spessore doppio desiderato, in corrispondenza delle superfici della colonna destinate ad ospitare le guide, senza che le stesse siano state interessate a deformazioni post saldatura.

La colonna viene chiusa su entrambe le estremità mediante due piastre di spessore pari a 10 mm, opportunamente sagomate, che vengono saldate lungo tutto il perimetro della sezione come mostrato in figura.4-11.

La geometria delle piastre è stata definita in funzione delle parti che devono essere collegata alla colonna in corrispondenza delle estremità inferiore e superiore.



Figura 4-11: *Struttura della colonna completa con le estremità chiuse.*

4.3 Guide lineari e pattini

Uno dei requisiti del progetto richiesti, per la realizzazione del dispositivo di sollevamento, riguarda la corsa massima garantita, la quale deve essere di circa un metro. Poiché lo scatolato è stato realizzato attraverso lavorazioni meccaniche, come la piegatura e la saldatura, si è scelto di ricorrere a delle guide lineari di precisione, fornite da una ditta specializzata nel settore. Infatti, vista la delicatezza del tipo di accoppiamento, si è preferito impiegare delle guide calibrate. Lo scopo è quello di rispettare i requisiti di linearità e parallelismo tra le guide, che nel caso in esame sono fondamentali ai fini del funzionamento del sistema nell'ambiente di lavoro designato per il rover.



Figura 4-12: Guida con pattino.

Per la realizzazione di ciascuna colonna si sono scelte due *lamine singole a profilo circolare* in alluminio anodizzato con i rispettivi pattini (figura 4-12), che costituiscono un sistema di guida lineare ed economico. Il design delle guide scelte consente flessibilità e semplicità di montaggio, offrendo bassa usura, basso coefficiente di attrito, funzionamento a secco esente da manutenzione, resistenza a sporco e polvere, basso peso e funzionamento silenzioso.

All'interno dei pattini sono presenti delle lamine rigate longitudinalmente (figura 4-13), costruite con materiale standard iglidur J200, che garantiscono un basso attrito e la possibilità di poter rimuovere dalle guide il sottile strato di polvere lunare che inevitabilmente va a depositarsi durante le operazioni di lavoro del veicolo.



Figura 4-13: Lamina di scorrimento.

Questo fattore è stato determinante per la scelta del sistema suddetto, avendolo preferito ad altre soluzioni commerciali che, in seguito a considerazioni riguardanti l'elevata usura conseguente alla presenza della regolite, sono apparse inadatte al caso in esame.



Figura 4-14: *Fotografia del carrello di una colonna.*

I carrelli del sistema di trasmissione sono stati realizzati unendo, mediante una piastra in alluminio, quattro pattini da accoppiare a due a due sulle guide lineari, come mostrato in figura 4-14. La piastra in alluminio sulla quale vengono montati gli elementi scorrevoli è stata realizzata mediante lavorazione alle macchine utensili; questa è stata opportunamente sagomata per creare le scanalature necessarie al corretto allineamento dei quattro pattini. In questo modo, si vuole evitare che un eventuale disallineamento degli stessi possa provocare l'impuntamento della guida o, comunque, un incremento degli attriti con conseguente aggravio delle condizioni operative del motore elettrico.

Il profilo circolare della guida garantisce, inoltre, la possibilità di avere elementi mobili che possano all'evenienza sopperire ad eventuali deformazioni della sezione del supporto delle guide, come evidenziato in figura 4-15, magari dovuto ai processi di saldatura o alla distorsione per effetto di forti azioni torcenti in fase operativa.



Figura 4-15: *Capacità flottanti degli elementi di scorrimento.*

Con la realizzazione della piastra del carrello diversa da quella di serie, si è ottenuto una resistenza maggiore al rollo, passando dai 525Nm garantiti dalla piastra di serie, a 1080Nm.

Per quanto concerne il discorso relativo alle masse imposte da progetto, si è effettuata una stima delle masse relative ai singoli componenti costituenti la parte mobile della guida, riportando i risultati nella tabella sottostante.

Tabella 4: Valutazione della massa del singolo carrello

Carrello	include 4 Elementi di scorrimento con la Piastra	1.75 kg
Guida	costituita da 2 profili tondi	2.64 kg
Totale		4.39 Kg

4.4 Condizioni di carico sulla colonna

La colonna del rover è stata progettata considerando la configurazione di carico indicata in figura 4-16. Le forze F_1 e F_2 sono dovute rispettivamente all'urto derivante da un impatto improvviso del rover contro un ostacolo e dalla forza scambiata con il terreno dovuta alla massa del rover a pieno carico sottoposta alla forza di gravità.

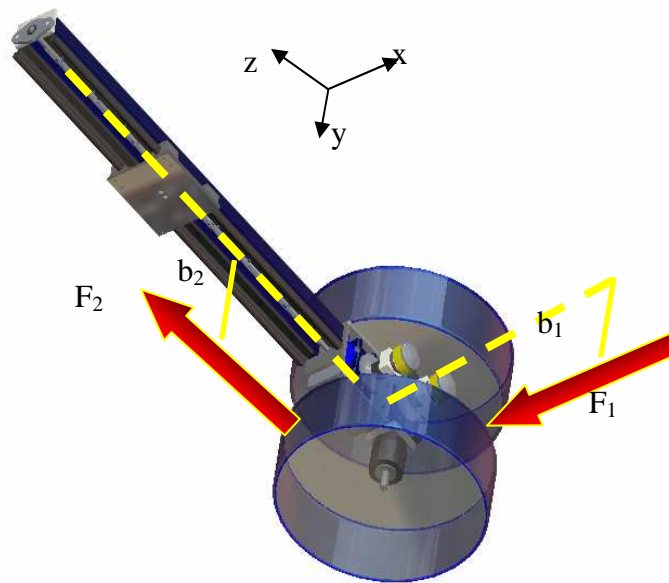


Figura 4-16: Condizioni di carico su una colonna.

Nelle condizioni più critiche entrambi i valori delle forze F_1 e F_2 sono pari a circa 1400N ciascuna. Il valore di F_1 , come anticipato in precedenza, deriva dalla collisione di una sola ruota contro un ostacolo, quando il rover avanza con una velocità di 1 m/s, considerando la ruota deformabile. Il valore di F_2 ha origine dalla reazione del terreno sulle ruote, nell'ipotesi che solo due delle quattro colonne siano in appoggio sul terreno sostenendo l'intero carico. I bracci delle forze F_1 e F_2 rispetto all'asse longitudinale della gamba vengono indicati rispettivamente con $b_1 = b_2 = 0,15$ m.

Segue ora una verifica della colonna quando sollecitata ai momenti di imbardata beccheggio e rollio, ricordando che la massa complessiva che va a gravare sulle colonne è pari a 280 kg mentre la lunghezza è pari a 1115 mm. Le verifiche saranno svolte considerando la colonna come una trave incastrata ad un'estremità.

Per i calcoli successivi si assume il seguente sistema di assi di riferimento.

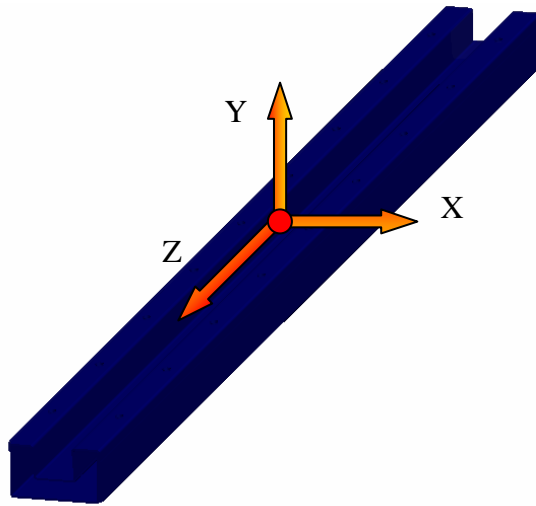


Figura 4-17: Sistema di assi cartesiani di riferimento sulla colonna.

Si procede con la valutazione del momento attorno all'asse x (o momento di beccheggio) come schematizzato nella figura 4-18, in questo caso si ipotizza che l'intero carico è sostenuto da solo due colonne.

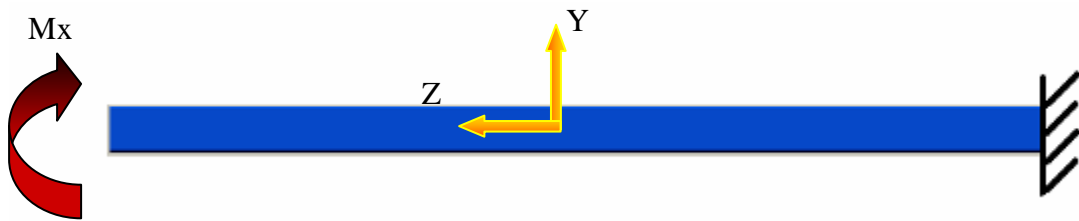


Figura 4-18: Schema del momento di beccheggio applicato.

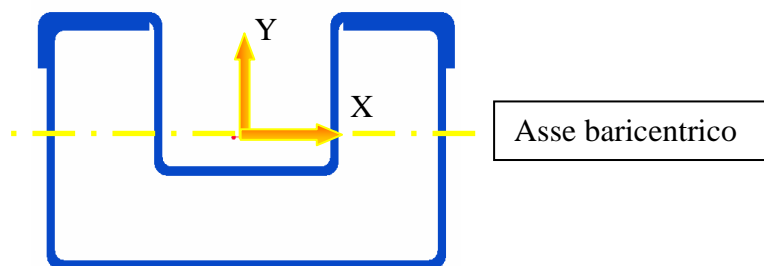


Figura 4-19: Asse neutro della sezione per le sollecitazioni attorno all'asse X.

La forza applicata su ciascuna colonna viene considerata pari a:

$$F = \frac{Mass \cdot g}{2} \quad F = 1373N \quad 4.1)$$

Indicando con Massa quella totale dovuta al rover insieme all'oggetto da trasportare.

Tenendo presente la figura 4-16, si è indicato con b la distanza tra l'asse z della camicia e il piano della ruota sul quale agisce la forza F :

$$b = 0.15m \quad 4.2)$$

La camicia viene considerata incastrata ad una estremità e soggetta al momento flettente sull'altra estremità libera. Chiaramente il valore del momento è costante lungo tutta la lunghezza della struttura. Si ottiene:

$$M = F \cdot b = 206Nm \quad 4.3)$$

Il momento d'inerzia della sezione rispetto all'asse X , vedi figura 4-19, vale:

$$I_x = 2.74 \cdot 10^{-7} m^4 \quad 4.4)$$

La distanza della fibra più lontana dall'asse baricentrico è:

$$y_{\max} = 29.2mm \quad 4.5)$$

Il modulo di resistenza a flessione è pari a:

$$w_f = \frac{I_x}{y_{\max}} \quad 4.6)$$

La sigma a snervamento del materiale in esame è:

$$\sigma_{sn} = 225 \cdot MPa \quad 4.7)$$

Poiché la sollecitazione massima vale:

$$\sigma = \frac{M}{w_f} = 43,9 \cdot MPa \quad 4.8)$$

si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a:

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma} = 5,125 \quad 4.9)$$

Passando al caso in cui la camicia è soggetta al momento di imbardata attorno all'asse y si può fare riferimento alla figura 4-20 riportata di seguito, da cui si evince la direzione del momento stesso.

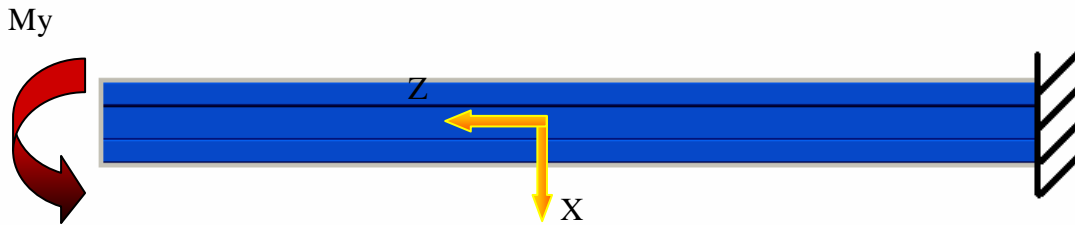


Figura 4-20: Schema del momento di imbardata applicato alla colonna.

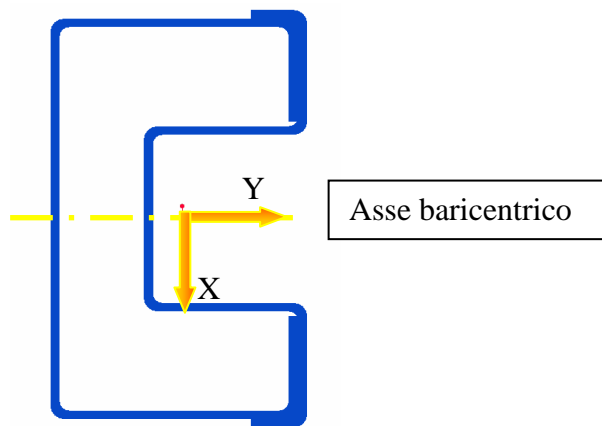


Figura 4-21: Asse neutro per le sollecitazioni attorno all'asse Y.

Questo tipo di sollecitazione è dovuta alle inerzie delle masse in gioco durante il moto del rover. Anche se le velocità di avanzamento saranno limitate si tiene conto di eventuali urti subiti dalle colonne durante le manovre.

Per determinare il momento massimo di imbardata sull'arto si è considerato l'urto del rover con una sola ruota contro un ostacolo fisso, modellando la ruota come elastica con una deformazione di 5 cm sul raggio; in questo modo si giunge ad un momento imbardante di 1561 Nm che corrisponde ad una decelerazione di 5 m/s^2 ipotizzando una velocità iniziale all'urto di 1 m/s.

Pertanto, riepilogando, si considera una decelerazione pari a:

$$ac = 5 \cdot \frac{m}{s^2} \quad 4.10)$$

che da luogo ad una forza pari a:

$$F = Massa \cdot ac = 1400 \cdot N \quad 4.11)$$

Nelle condizioni limite sopradescritte, considerando la camicia incastrata ad una estremità (Figura 4-20) si ottiene il momento imbarante:

$$M = F \cdot l = 1561 Nm \quad 4.12)$$

Dove con l si è indicata la lunghezza dello scatolato.

Il momento d'inerzia della sezione rispetto all'asse baricentrico Y è dato dalla relazione seguente.

$$I_y = 7,382 \cdot 10^{-7} m^4 \quad 4.13)$$

Poiché la sollecitazione massima vale:

$$\sigma = \frac{M}{w_f} = 98,327 \cdot MPa \quad 4.14)$$

si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a:

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma} = 2,288 \quad 4.15)$$

In entrambi i casi esaminati il coefficiente di sicurezza assume valori maggiori di due per cui le verifiche risultano soddisfatte.

4.4.1 Verifica a torsione

Come descritto nel paragrafo 4.2 la camicia è stata realizzata in modo tale che ciascuna sezione trasversale sia chiusa, vale a dire che mediante la saldatura a cordone continuo dei due profili di lamiera che la costituiscono è stata garantita la continuità metallica di tutte le sezioni.

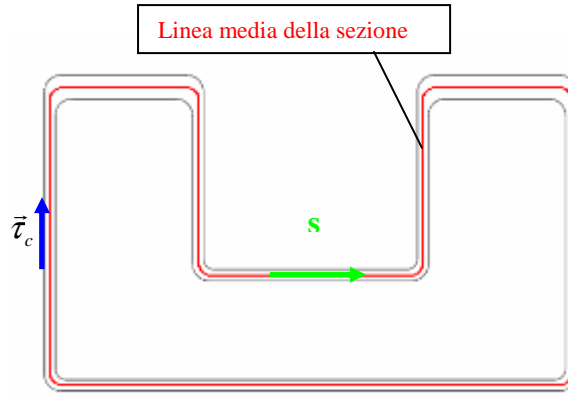


Figura 4-22: Sezione chiusa della colonna, con linea media del profilo e ascissa curvilinea S .

Poiché lo spessore della lamiera è piccolo rispetto alla lunghezza della linea media della sezione, si può ragionevolmente supporre che le tensioni tangenziali possano essere approssimate con il loro valore medio, diretto ovunque secondo la linea media del profilo e definito come la risultante, sullo spessore, dei valori locali delle tensioni tangenziali. In figura 4-22 viene rappresentata, in rosso, la linea media della sezione insieme all'ascissa curvilinea S che percorre la sezione chiusa, mentre con $\vec{\tau}_c$ si rappresenta la tensione tangenziale sullo spessore diretta come la tangente t alla mediana.

Il momento risultante delle tensioni tangenziali vale:

$$M_t = 2\tau_c b \Omega \quad 4.16)$$

dove Ω rappresenta l'area della figura geometrica che ha per contorno la linea media della sezione sottile.

Invertendo l'equazione si ottiene la cosiddetta prima formula di Bredt:

$$\tau_c = \frac{M_t}{2b\Omega} \quad 4.17)$$

Questa formula fornisce la relazione tra il valore del momento torcente M_t e la distribuzione di tensioni tangenziali $\vec{\tau}_c$.

Volendo ricavare la relazione tra l'angolo unitario di torsione ed il momento torcente applicato, si applica il principio dei lavori virtuali per un tratto di trave di lunghezza unitaria.

$$1\Theta = \frac{M_t}{4G\Omega^2} \int_0^a \frac{1}{b} d\zeta \quad 4.18)$$

Questa relazione è nota come seconda formula di Bredt. Il fattore di rigidezza torsionale J_t proprio della sezione chiusa vale:

$$J_t = \frac{4\Omega^2}{\int_0^a \frac{1}{b} d\zeta} \quad 4.19)$$

per cui la seconda formula di Bredt si riscrive nella forma:

$$\Theta = \frac{M_t}{G \cdot J_t} \quad 4.20)$$

Dunque per la sezione in esame, si ha un fattore di rigidezza torsionale :

$$J_t = 2.673 \cdot 10^{-7} m^4 \quad 4.21)$$

La massa totale che si considera è quella del rover insieme al carico da rimuovere, e questa è pari a 280 kg.

Considerando l'urto di una sola ruota contro un ostacolo, che causa una decelerazione pari a 3 m/s^2 si ha un momento torcente pari a:

$$M_t = 252 Nm \quad 4.22)$$

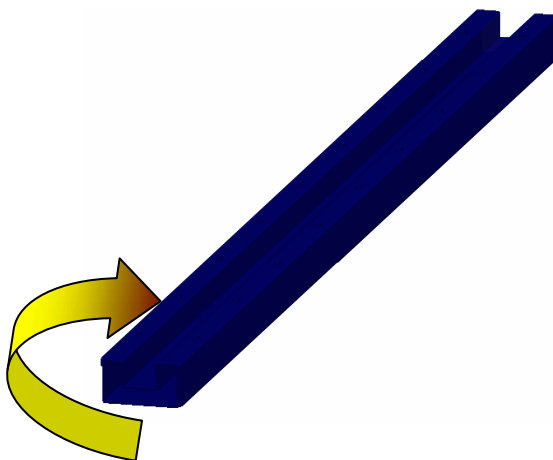


Figura 4-23: *Torsione applicata alla colonna.*

L'angolo di torsione per unità di lunghezza è:

$$\theta_1 = \frac{M_t}{G \cdot J_t} \quad \theta_1 = 0.684 \text{ deg/m} \quad 4.23)$$

Come si può osservare si tratta di un angolo di valore esiguo che non incide significativamente sull'integrità strutturale della colonna e sull'assetto del rover.

4.5 Analisi numerica strutturale della colonna

Per verificare il comportamento di una colonna alle sollecitazioni esterne è stata eseguita una simulazione strutturale della stessa, per mezzo di un'analisi agli elementi finiti. Utilizzando un software commerciale per l'analisi agli elementi finiti, si è scelto di discretizzare il modello mediante degli elementi brick tridimensionali; oggi giorno i più comuni software commerciali per l'analisi agli elementi finiti offrono una grande varietà di elementi tridimensionali tra cui scegliere.

Il modello in esame, presenta una geometria estremamente semplice, pertanto si è rivelato conveniente realizzare una mesh completamente strutturata. In particolare per la modellazione 3-D della colonna si è optato per una mesh strutturata ad elementi esaedrici come rappresentato in figura 4-24.

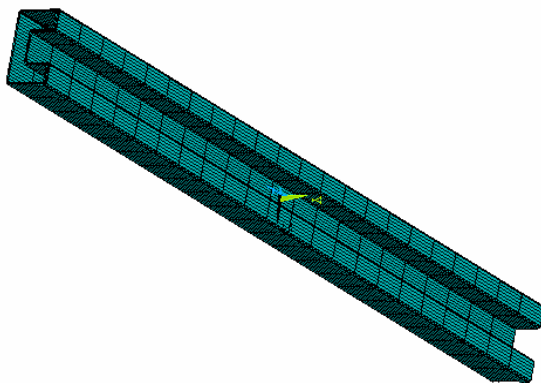


Figura 4-24: Modello numerico della struttura allungata a sezione chiusa.

Questi a differenza degli elementi tetraedrici o misti vantano una limitata propagazione degli errori numerici in fase di soluzione, se ben orientati, oltre a permettere una migliore gestione dei nodi a parete. Ciascun elemento di questo tipo è definito da otto nodi con tre gradi di libertà ad ogni nodo: ovvero le traslazioni in direzione x, y e z.

Il materiale scelto per la realizzazione del prototipo terrestre dimostrativo è un acciaio Fe510 le cui caratteristiche meccaniche sono riportate nella seguente tabella.

Tabella 5: Caratteristiche meccaniche dell'acciaio Fe 510

Designazione	Resistenza a rottura σ_r [N/mm ²]	Tensione di snervamento σ_{sn} [N/mm ²]
Fe 510	510	355

Le condizioni di carico considerate per l'analisi ed i vincoli utilizzati sono illustrati nelle figure seguenti. In particolare la condizione di carico considerata è quella relativa all'azione simultanea dei due momenti illustrati in figura 4-25, e questi sono: il momento flettente attorno all'asse X ed il momento torcente attorno all'asse Z.

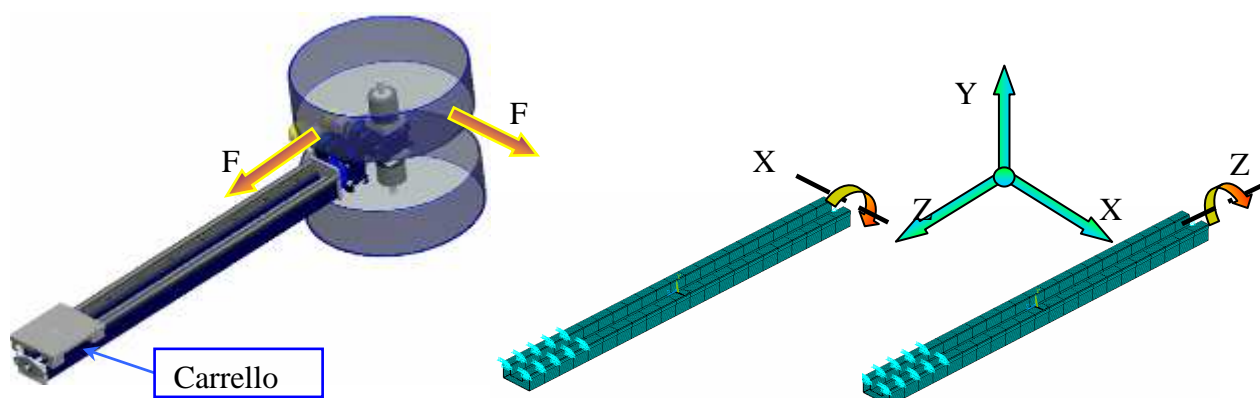


Figura 4-25: Condizioni al contorno applicate sulla colonna per l'analisi agli elementi finiti.

Come illustrato nelle figure 4-25, la struttura è stata vincolata in corrispondenza del carrello, quando questo si trova nella posizione limite in corrispondenza del fine corsa superiore, mentre le sollecitazioni sono state applicate sull'estremità opposta dove sono alloggiare le ruote.

L'analisi strutturale è stata effettuata con riferimento alla condizione limite di funzionamento, vale a dire, considerando il rover a pieno carico mentre urta contro un ostacolo, viaggiando ad una velocità massima di 1 m/s. In questa situazione si ipotizza di sollecitare una colonna mediante l'azione simultanea di due momenti, uno torcente attorno all'asse Z e uno flettente attorno all'asse X come mostrato in figura 4-25.

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti nelle condizioni di carico sopradescritte.

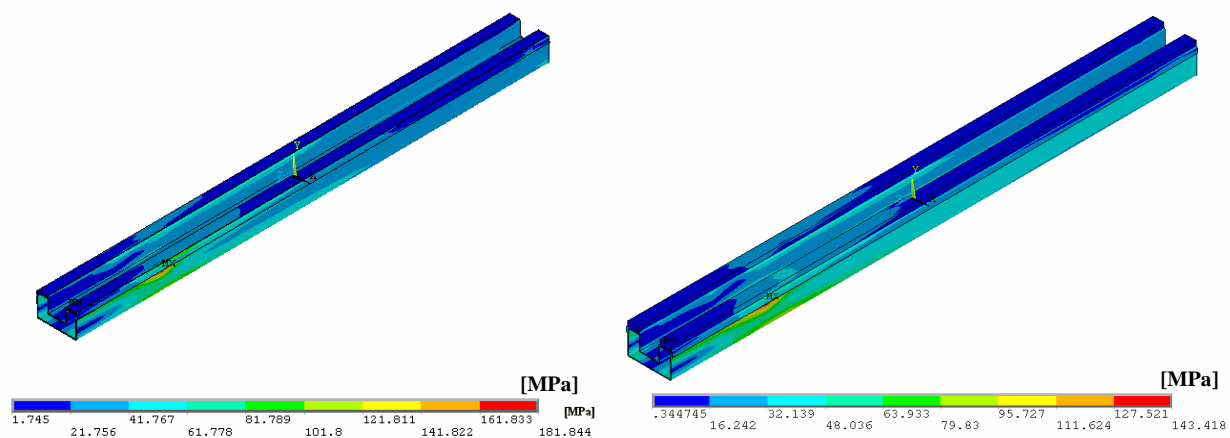


Figura 4-26: Andamento della sollecitazione di Von Mises sulla struttura della colonna

In figura 4-26 viene riportata la distribuzione delle sollecitazioni di Von Mises in due casi distinti; cioè, nella situazione in cui sia montata o no la barra della guida lineare. Il risultato ottenuto in entrambi i casi, evidenzia una concentrazione locale degli sforzi nell'area della saldatura. Tale zona, dove si raggiungono i valori massimi di sforzo, è quella nella quale è stato posizionato il carrello, assegnando opportunamente le condizioni al contorno del sistema. Come emerge dai risultati ottenuti dall'analisi agli elementi finiti il valore massimo della Von Mises, nelle condizioni più gravose per il *rover*, vale $\sigma = 181.844$ MPa a fronte di una resistenza limite a snervamento $\sigma_{sn} = 260$ MPa

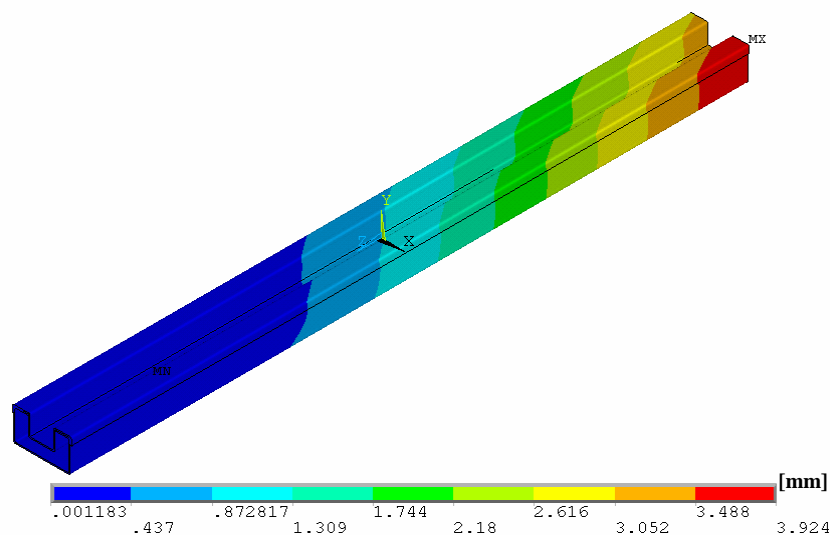


Figura 4-27: Andamento degli spostamenti sulla colonna

In figura 4-27 si può osservare l'andamento degli spostamenti subiti dalla colonna a seguito dell'azione simultanea dei due momenti applicati. In particolare è interessante vedere come per

L'80% dell'intera lunghezza della colonna tali spostamenti assumono valori al di sotto dei 2,5 mm mentre il modulo dello spostamento massimo è di poco inferiore ai 4 mm. L'entità degli spostamenti, calcolati nelle condizioni limite di funzionamento, sono tollerabili e correggibili grazie al tipo di guide lineari utilizzate e al dispositivo di disaccoppiamento dei carichi, applicato alla trasmissione vite-madrevite, che verrà descritto nel paragrafo seguente.

4.6 Sistema vite-madrevite per il sollevamento

Per il sistema di sollevamento ed il controllo di assetto del *rover*, che rappresenta uno degli organi principali del veicolo, sono stati presi in considerazione diverse soluzioni. Tra queste, quella che più si adatta all'architettura del *rover* ed allo sviluppo geometrico ad alto allungamento della colonna, unitamente al soddisfacimento dei requisiti prestazionali, come la irreversibilità del moto, è parsa essere la soluzione rappresentata dall'accoppiamento vite madrevite, che ben si adatta al tipo di motorizzazione previsto, (vedi capitolo 7).

In generale, le trasmissioni vite madrevite hanno filettature il cui profilo base ha la forma quadra, trapezia o triangolare. Tra i tipi di filetti unificati le filettature a profilo triangolare sono quelle di più semplice realizzazione e quindi anche le più economiche, però per via dei fianchi del filetto molto inclinati rispetto all'asse del profilo mal si prestano alla realizzazione di accoppiamenti filettati di manovra. Si tratta, infatti, di viti aventi una coppia elicoidale con un rendimento molto basso. Teoricamente, un accoppiamento elicoidale con elevato rendimento richiederebbe un profilo quadrato. Però, poiché il filetto quadrato presenta maggiori difficoltà di realizzazione e quindi costi più alti, si è preferito utilizzare viti con profilo trapezio, le quali presentano una maggior robustezza e facilità d'imbocco.

Un'alternativa, alle comuni viti di manovra, è rappresentata dalle viti a ricircolo di sfere, le quali possono essere considerate un perfezionamento della coppia vite-madrevite, rispetto alla quale risulta essere più precisa e dotata di un rendimento molto superiore.

Tale scelta è però da rigettare, a causa del fatto che, a parità di diametro della vite scelta, le dimensioni radiali della chiocciola nell'accoppiamento con le viti a ricircolo di sfere sono maggiori rispetto a quelle relative alle altre viti di manovra. Pertanto, poiché la scelta della vite è legata anche alla geometria e alle dimensioni della chiocciola, utilizzare una vite a ricircolo di sfere, a parità di diametro della vite scelta, avrebbe comportato delle modifiche significative nel disegno e nelle dimensioni della sezione della colonna. Pertanto sempre in linea con i requisiti del progetto, il sistema di trasmissione scelto per movimentare le colonne è quello di vite madrevite con vite a filettatura trapezoidale e la corrispondente chiocciola in bronzo.

La scelta del modello e delle dimensioni della vite da utilizzare, è stata condotta ricercando un compromesso tra la necessità di garantire una buona resistenza a carico di punta e allo stesso tempo un peso ridotto.

Le viti trapezoidali sono particolarmente indicate come viti di manovra, soprattutto per viti di trasmissione di carichi di notevole entità.

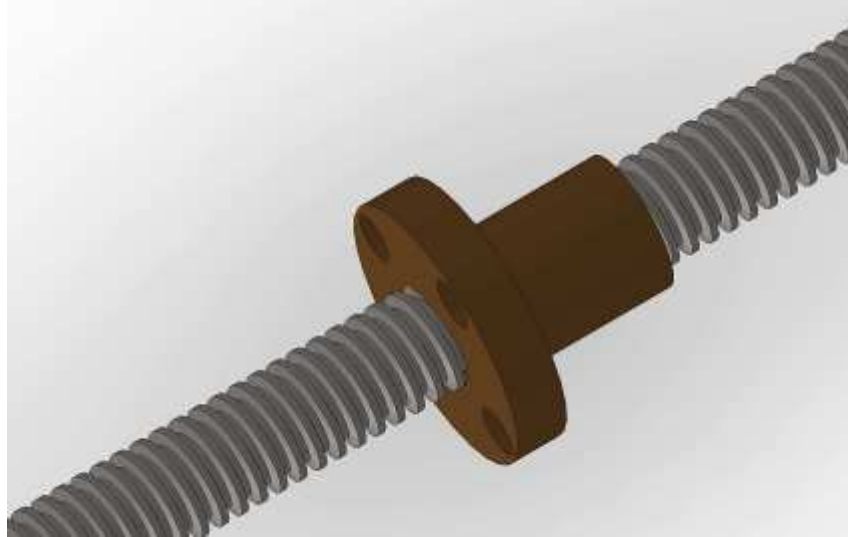


Figura 4-28: Modello CAD di una trasmissione vite-madrevite

Le principali caratteristiche di una trasmissione vite-madrevite sono:

- semplicità di impiego, affidabilità e minima manutenzione.
- nel caso di assoluta irreversibilità; sostengono il carico applicato senza alcun scorrimento.
- sincronismo di movimento e precisione di posizionamento.

La vite scelta è di tipo Tr20x4.

Di seguito si riporta il calcolo relativo alla verifica del carico critico ad instabilità elastica euleriana.

Le colonne del *rover* sostengono l'intero dispositivo con il relativo carico. Di fatto, ciascuna colonna funziona come un martinetto meccanico per il sollevamento e l'abbassamento del carico lungo la direzione verticale. Per un corretto funzionamento del sistema è fondamentale che la vite sia sottoposta a carichi assiali e non radiali. In questo caso la vite è soggetta al cosiddetto “carico di punta”, che limita il carico massimo ammesso. Questo effetto dipende dalla lunghezza della vite, dal tipo di vincoli e naturalmente dalla dimensione della vite stessa.

I dati della vite scelta sono:

$d_{vite} = 20mm$ diametro della vite

$d_{noc} = 15.5mm$ diametro di nocciolo

$A = 188.692mm^2$ area della sezione

$I = 2.833 \times 10^{-9} m^4$ momento d'inerzia

Nell'ipotesi di considerare la vite vincolata inferiormente con una cerniera e superiormente con un carrello, si è scelto di adottare una lunghezza equivalente pari ad un metro.

Per la determinazione del carico critico si è adottata la relazione di Eulero, che porge il seguente risultato:

$$P_c = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad P_c = 5760.546 N \quad 4.24)$$

Il carico effettivo, applicato sulla singola colonna, è stato valutato nell'ipotesi che il carico totale, pari alla somma dei pesi del *rover* e dell'oggetto in presa, sia ripartito su solo due delle quattro colonne.

I dati di progetto fissano per il *rover* una massa pari a 200 kg mentre quella del masso in ambiente terrestre, di circa 80 kg. Tale ipotesi tiene conto della possibilità che il veicolo possa trovarsi fuori assetto. Pertanto si ottiene:

$$P_{Totale} = 2745.862 N \quad 4.25)$$

Avendo considerato l'accelerazione gravitazionale terrestre per considerare la condizione più restrittiva.

Sulla singola vite si ha una sollecitazione di compressione pari a:

$$\sigma = 7.276 MPa \quad 4.26)$$

Mentre la sollecitazione critica vale:

$$P_{cr} = 30.529 MPa \quad 4.27)$$

Il coefficiente di sicurezza vale:

$$a = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma} \quad a = 4.196 \quad 4.28)$$

I calcoli precedenti giustificano la scelta fatta. In generale le ditte costruttrici di viti forniscono i dati relativi ai carichi di punta consigliando un fattore di sicurezza pari a:

$$a = 4$$

La verifica dà quindi esito positivo, tenendo inoltre in considerazione il fatto che si è considerato il carico distribuito su solo due delle quattro viti che compongono il sistema. Il carico assiale è stato l'unico ad essere stato considerato dal momento che si è evitato di gravare sulla vite con

sollecitazioni a flessione ideando un sistema madrevite capace di svincolare in tal senso il carrello dalla chiocciola, come verrà descritto nel prossimo paragrafo.



Figura 4-29: Modello CAD: particolare delle lavorazioni eseguite sulla vite

Per quanto riguarda il fissaggio della vite, in funzione del diverso tipo di cuscinetto che verrà impiegato, sono state eseguite le necessarie lavorazioni terminali.

Il tipo di cuscinetto, inoltre, ne influenza la rigidità dell'intero azionamento, nonché il comportamento alla flessione e alle oscillazioni torsionali.

4.6.1 Sistema di disaccoppiamento dei carichi sulla trasmissione vite-madrevite

Nella trasmissione dedicata al controllo di assetto e sollevamento gioca un ruolo fondamentale il sistema madrevite. Per quanto riguarda la componente madrevite è stato necessario dedicare particolare attenzione alla progettazione di questo componente a causa delle condizioni di lavoro e dei possibili carichi che su di esso vengono ad insistere. In figura 4-30 si vede il componente così come risulta dal progetto che si è qui sviluppato. Il sistema è costituito dalla madrevite o chiocciola (1), da due menischi di contatto (2), dalla forcina o giunto (3) e dalla contro-chiocciola (4).

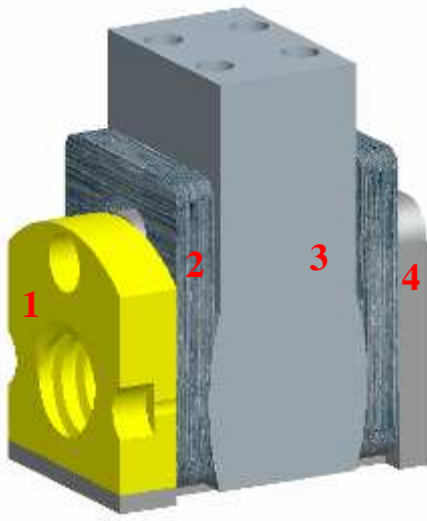


Figura 4-30: Modello CAD del sistema madrevite



Figura 4-31: Dispositivo di disaccoppiamento dei carichi anomali sulla vite

Questi componenti sono stati tutti realizzati specificamente per l'applicazione descritta in questo lavoro.

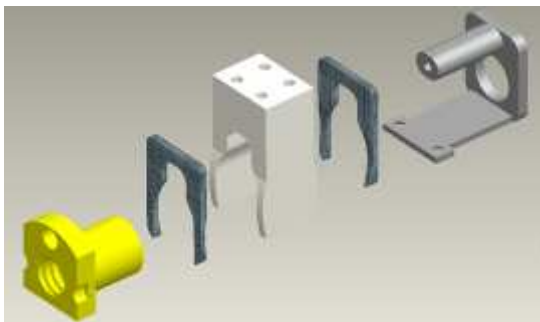


Figura 4-32: Esploso del sistema madrevite



Figura 4-33: Elementi principali del dispositivo di disaccoppiamento dei carichi anomali sulla vite

Nella progettazione del sistema vite-madrevite requisito fondamentale è rappresentato dalla necessità di mantenere un carico assiale sul sistema. Questa condizione può essere messa in forse nel caso in oggetto: il sistema vite-madrevite movimentata una slitta che si muove lungo guide calibrate longitudinali rispetto alla colonna; tale traiettoria può essere cambiata dalle condizioni nominali a causa di carichi e gradienti di temperatura, indubbiamente ricorrenti nell'ambiente in cui il *rover* è chiamato a lavorare, senza contare eventuali imperfezioni nel realizzare la struttura di supporto. A proposito di ciò, realizzando un accoppiamento vite-madrevite a cui vengano attribuiti solo carichi assiali, disaccoppiando gli altri carichi, si osserva come la struttura di supporto, rappresentata dalla colonna, possa avere requisiti di tolleranza ben meno stringenti con una sensibile diminuzione dei costi. Tale struttura di supporto è stata realizzata con una tecnologia in grado di soddisfare a tali requisiti resi meno stringenti dalla scelta progettuale del sistema vite-madrevite. Per

quanto detto lo scostamento dalla linearità della traiettoria delle guide non deve ripercuotersi sul sistema di trasmissione della vite, che altrimenti, sarebbe soggetto ad un carico anomalo tale da poter provocare impuntamento, usura precoce e rottura.

I carichi trasversali in un accoppiamento vite-madrevite sono sempre da considerarsi carichi dannosi ed è pertanto necessario eliminarli o limitarli. Si intende realizzare un accoppiamento tra il carrello e la chiocciola che sia in grado di trasmettere solo il carico l'ungo l'asse della vite escludendo qualsiasi altra componete. In figura 4-34 si illustra qualitativamente una colonna leggermente ricurva rispetto al piano orizzontale, sulla quale vengono riportate due posizioni assunte dal carrello durante la sua traslazione da sinistra verso destra. Si può osservare come, quando il carrello raggiunge la mezzeria, si riduce la sua distanza rispetto all'asse della vite.

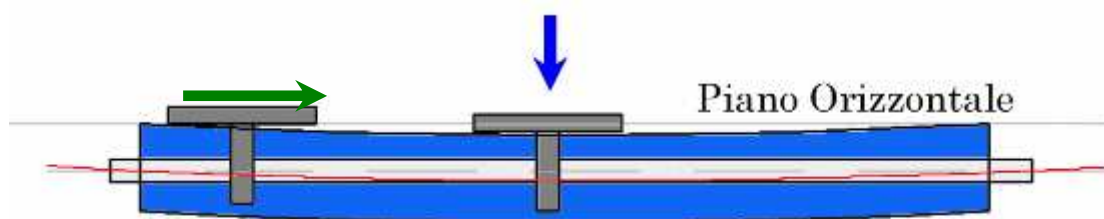


Figura 4-34: *Schema di una possibile incurvatura della colonna*

Difetti, imperfezioni, carichi, azioni termiche potrebbero determinare variazioni nella distanza reciproca tra l'asse della vite e la traiettoria del carrello. Per le considerazioni che sono state fatte non è opportuno vincolare rigidamente il carrello alla chiocciola.

Il sistema di disaccoppiamento ideato è illustrato nella figura 4-35.

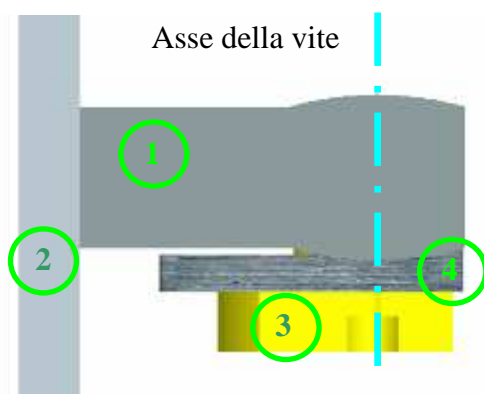


Figura 4-35: *Modello CAD del collegamento madrevite-carrello*

Questa soluzione, come illustrato nella figura 4-35, prevede che la forcella (1) venga fissata, ad una estremità, rigidamente alla piastra (2) del carrello e lasciata libera sull'estremità opposta. In questo modo le alette della forcella poggiano sulla flangia della chiocciola (3), con la possibilità di poter

scorrere leggermente su quest'ultima in direzione radiale rispetto all'asse della vite, come rappresentato nelle due figure seguenti.

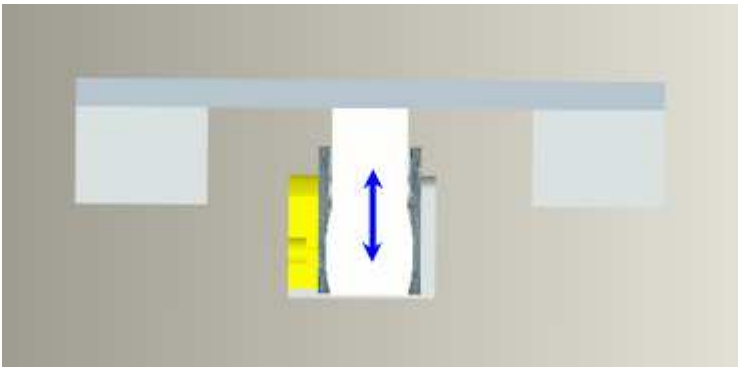


Figura 4-36: *Oscillazione consentita dal sistema madre vite*

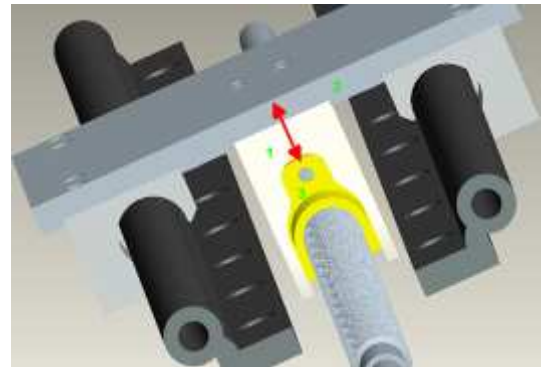


Figura 4-37: *Particolare dell'accoppiamento madre vite-carrello*

Questa libertà di movimento intende compensare il possibile disallineamento tra la vite stessa e le guide, scongiurando la possibilità di esercitare carichi laterali sulla vite. Tra la forcina e la chiocciola è stato interposto un menisco in materiale a basso coefficiente d'attrito (4) che ha il compito di ridurre gli attriti tra le due superfici a contatto (figura 4-36).

Oltre alla possibilità di poter scorrere radialmente rispetto alla vite, la forcina è stata leggermente sagomata lungo le sue alette al fine di consentire anche delle piccole rotazioni, come illustrato in figura 4-38.

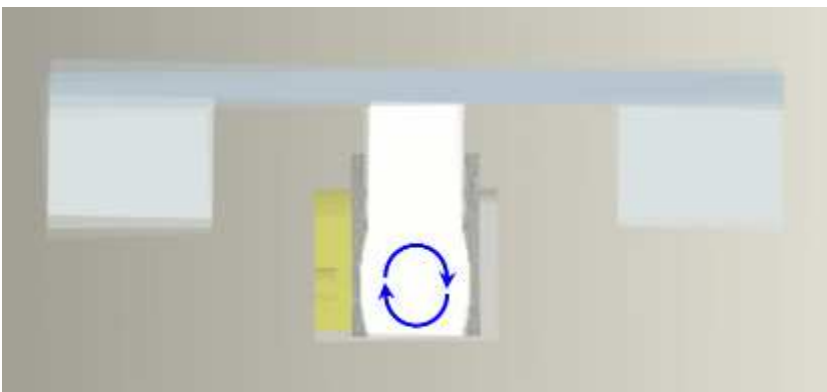


Figura 4-38: *Simulazione della rotazione della forcina*

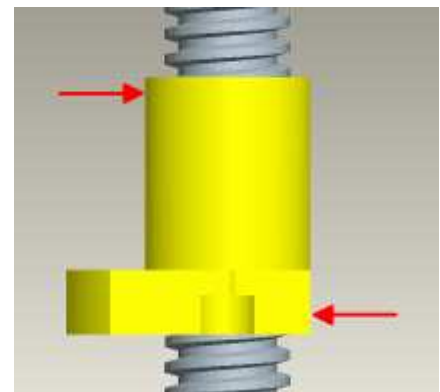


Figura 4-39: *Impuntamento della madre vite sulla vite*

Nella figura 4-38 è data la rappresentazione di una simulazione di rotazione della piastra e della forcina, in modo da evidenziare come il sistema madre vite non è interessato alle oscillazioni subite dalla slitta.

In questo modo, qualora si verificassero imperfezioni di allineamento tra la vite e le guide, la forcina è libera di ruotare senza applicare alcuna coppia sulla chiocciola, evitando il pericolo di impuntamento della chiocciola sulla vite come evidenziato in figura 4-39.

Infine per consentire una migliore uniformità nella distribuzione delle pressioni sulle superfici di contatto, entrambi i menischi in materiale a basso attrito sono stati sagomati in modo da aderire in

maniera uniforme con le superfici della forcella, permettendo leggere rotazioni della stessa, come appare evidenziato nella figura 4-40.

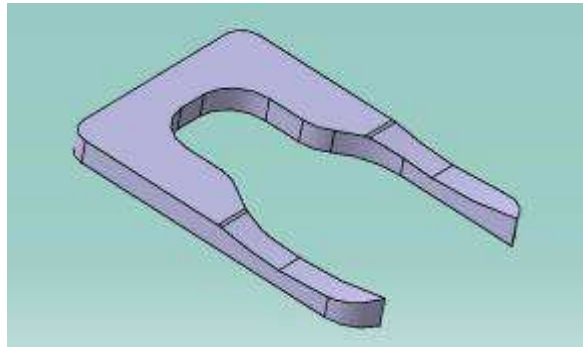


Figura 4-40: Modello CAD del menisco interposto tra la madrevite e la forcella

La forcella è stata dimensionata tenendo conto dei carichi gravanti sulle colonne, facendo delle opportune ipotesi circa i coefficienti di sicurezza da adottare nei calcoli.

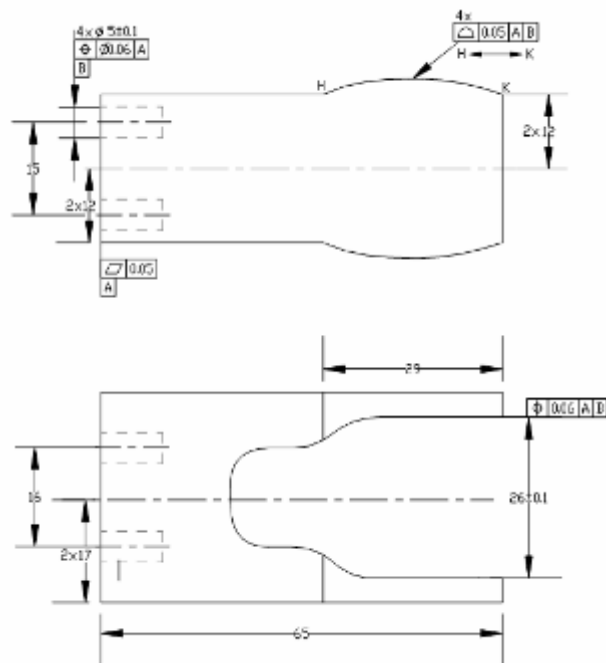


Figura 4-41: Forcella in alluminio e disegni quotati

Le tolleranze generali sono state fissate in base agli standard internazionali (ISO2768-1, 1989), scegliendo una classe "f" per la tolleranza.

Per completare il dispositivo, alla chiocciola è stata accoppiata una contro-chiocciola che ha lo scopo di sorreggere la colonna quando questa viene sollevata da terra. Infatti, in questa situazione si ha un cambiamento del verso della forza e la forcella, che è solo appoggiata alla chiocciola, non è in grado di tenere sospesa la colonna. A tale scopo si è pensato di chiudere a pacco il dispositivo con

una “contro-chiocciola”, a ridosso della forcella, come illustrato in figura 4-42. Il tutto è facilmente smontabile, avendo evitato qualsiasi processo di saldatura o brasatura.

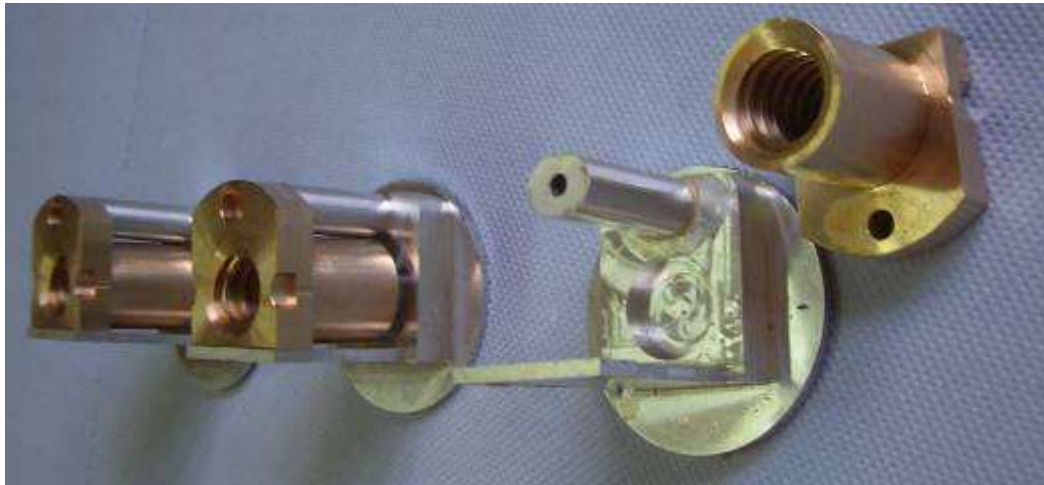


Figura 4-42: *Madrevite e controparte realizzate per il dispositivo di disaccoppiamento dei carichi*

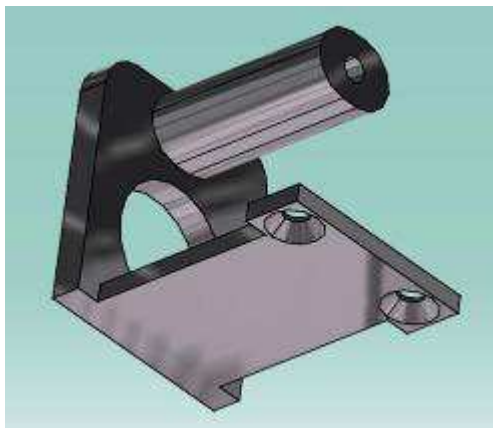


Figura 4-43: *Modello CAD della controparte applicata alla madrevite*

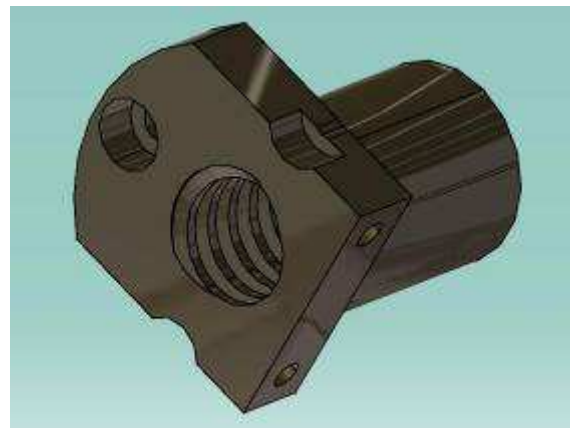


Figura 4-44: *Modello CAD della madrevite*

Come per la chiocciola, anche tra la contro-chiocciola e la forcella viene interposto un menisco in materiale a basso attrito che ne riduce gli attriti e l’usura delle stesse (figura 4-45).

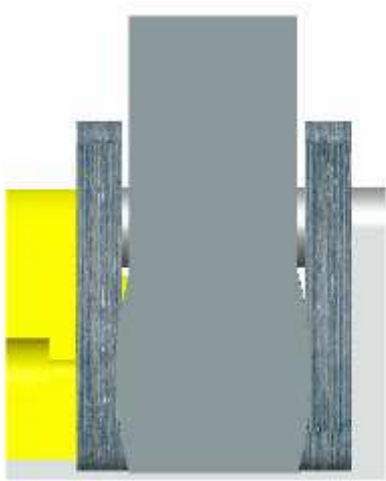


Figura 4-45: *Schema del blocco madre vite*



Figura 4-46: *Fotografia di uno dei Quattro carrelli utilizzati per la colonna*

4.6.2 Calcoli preliminari per il dimensionamento della forcella

Vengono svolti di seguito dei calcoli preliminari allo scopo di verificare la resistenza delle alette della forcella in corrispondenza delle zone in cui si ha variazione di sezione. I calcoli vengono sviluppati effettuando delle semplificazioni circa la struttura della forcella, compatibilmente con i carichi che vanno a gravare sulle due ali della stessa.

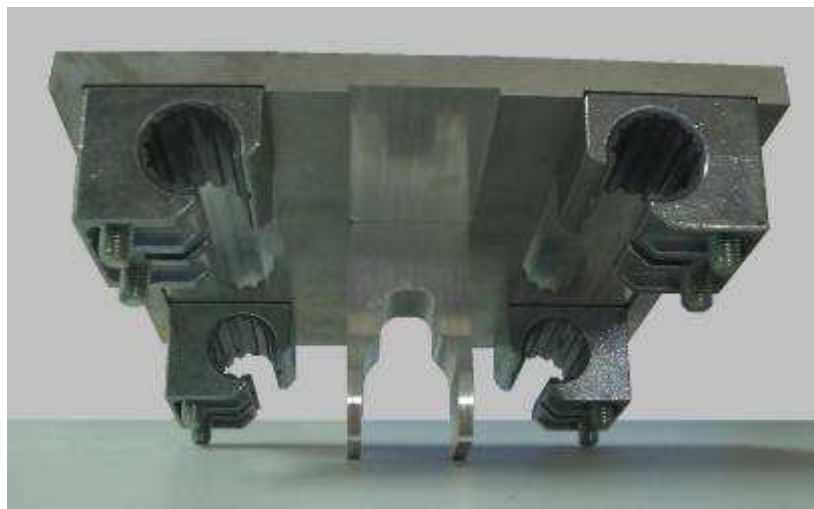


Figura 4-47: *Fotografia del carrello con la forcella*

Si ipotizza la forcella da un lato incastrata alla piastra del carrello e dall'altra caricata sulle alette, come indicato in figura 4-48. Per i calcoli preliminari le sezioni delle alette che verranno verificate sono quelle indicate nella figura 49 con sez.1 e sez.2.

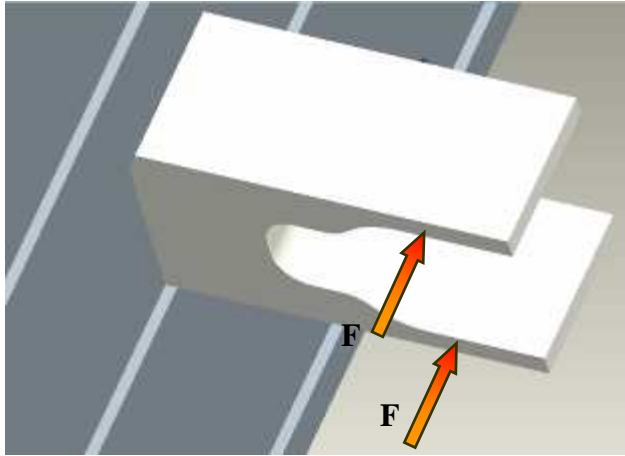


Figura 4-48: Struttura semplificata della forcetta con le forze applicate sulle due alette

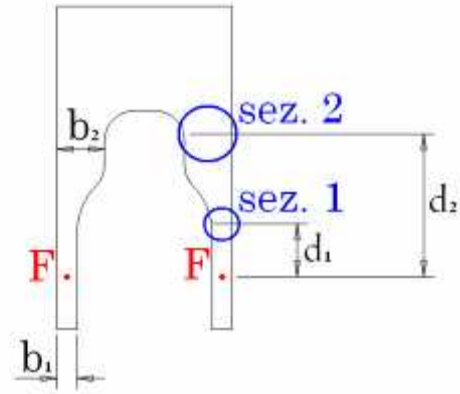


Figura 4-49: Sezioni delle alette della forcetta verificate a flessione

La massa complessiva applicata sulle colonne comprende quella relativa al rover e al masso in presa. Per i calcoli che seguiranno si considerano i seguenti dati:

$M_{rover} = 200kg$ Massa complessiva del rover

$M_{oggetto} = 80kg$ Massa dell'oggetto più grande da afferrare in ambiente terrestre

Pertanto, il peso totale a cui si farà riferimento nei calcoli sarà dato dalla relazione 4.29:

$$P_{tot} = (M_{rover} + M_{oggetto}) \cdot g \quad P_{tot} = 2.746 \times 10^3 N \quad 4.29)$$

Supponendo la condizione più gravosa in cui il carico si distribuisca solo su due colonne, il peso che ciascuna colonna deve sostenere è:

$$P_{colonna} = \frac{P_{tot}}{2} \quad P_{colonna} = 1373N \quad 4.30)$$

Per ragioni di simmetria verrà verificata una delle due alette.

Su ciascuna aletta della forcetta agisce una forza F , come illustrato in figura 4-49, pari a:

$$F = \frac{P_{colonna}}{2} \quad F = 686.465N \quad 4.31)$$

In questa condizione di carico la forcetta risulta soggetta all'azione combinata delle sollecitazioni dovute a flessione e taglio. Le sezioni critiche che verranno verificate sono quelle in corrispondenza della variazione di sezione, evidenziate con i cerchietti blu in figura 4-49.

In corrispondenza della *sezione rettangolare 1* si ha:

$d_1 = 9mm$ distanza della sezione 1 dal punto di applicazione della forza F
 $h = 26mm$ altezza della sezione
 $b_1 = 4mm$ larghezza della sezione

Il Momento flettente M_f agente sulla sezione considerata sarà pari a:

$$M_f = F \cdot d_1 \quad M_f = 6.18Nm \quad 4.32)$$

Il momento d'inerzia della sezione 1 è pari a:

$$I = b_1 \cdot \frac{h^3}{12} \quad I = 5.86 \times 10^{-9} m^4 \quad 4.33)$$

Le sollecitazioni normali e tangenziali agenti sulla sezione 1 sono:

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad \sigma = 13.71MPa \quad 4.34)$$

$$\tau = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{b_1 \cdot h} \quad \tau = 9.9MPa \quad 4.35)$$

Poiché è presente una sollecitazione composta, per confrontare tale stato di sollecitazione con quello di riferimento della prova monoassiale, si fa riferimento ad un criterio di snervamento. Nel caso specifico verrà utilizzato il criterio di Von Mises, espresso nella seguente forma:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \sigma_{id} = 21.96MPa \quad 4.36)$$

Il carico di snervamento per l'alluminio Anticorodal 110 è pari a: $\sigma_{sn} = 310MPa$

Pertanto il coefficiente di sicurezza per la sezione 1 è pari a:

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{id}} \quad \eta = 10.9 \quad 4.37)$$

Sempre con riferimento alla figura 4-49 in corrispondenza della *sezione rettangolare 2* si ha:

$d_2 = 29mm$ distanza della sezione 2 dal punto di applicazione della forza F
 $h = 26mm$ altezza della sezione 2
 $b_2 = 9.5mm$ larghezza della sezione 2

Il momento d'inerzia della sezione è pari a:

$$I = b_2 \cdot \frac{h^3}{12} \quad I = 1.4 \times 10^{-8} m^4 \quad 4.38)$$

Le sollecitazioni normale e tangenziale sulla sezione 2 sono:

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad \sigma = 18.6 MPa \quad 4.39)$$

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{F}{b_2 \cdot h} \quad \tau = 4.17 MPa \quad 4.40)$$

Applicando ancora il criterio di Von Mises, si ha:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \sigma_{id} = 20 MPa \quad 4.41)$$

Il coefficiente di sicurezza è pari a:

$$\eta = \frac{\sigma_{sn}}{\sigma_{id}} \quad \eta = 12 \quad 4.42)$$

Come si può osservare dalle 4.37) e 4.42) le sezioni più critiche nella geometria della forcella risultano in grado di sopportare le condizioni di carico assegnate.

Tali risultati sono stati confermati anche da successive analisi agli elementi finiti.

4.7 Analisi numerica strutturale della forcella

Per conoscere meglio le reali condizioni di lavoro del sistema sotto carico, è necessario analizzare l'interazione tra la forcella ed il menisco interposto tra la sua superficie e la flangia della chiocciola. Pertanto, il processo di ottimizzazione implica la valutazione dei parametri funzionali e la

successiva verifica della geometria mediante simulazioni agli elementi finiti, tenendo conto, in particolare, delle condizioni di carico estremo.

Il giunto ed il menisco sono stati modellati mediante l'utilizzo di un software CAD parametrico, in modo da poter agevolmente modificare ed aggiornare la geometria, per ottenere la configurazione ottimale del sistema. In particolare, è stata curata con attenzione la porzione del giunto posta a contatto con il menisco, in quanto le condizioni di funzionamento del sistema dipendono dall'interazione di questo con la porzione sottostante. Inoltre, la geometria esatta è stata scelta in modo tale da minimizzare gli ingombri complessivi dei due componenti del sistema ed analogamente a quanto fatto per le altre parti della colonna del rover. In figura 4-50 sono illustrati i modelli CAD dei due componenti in esame.

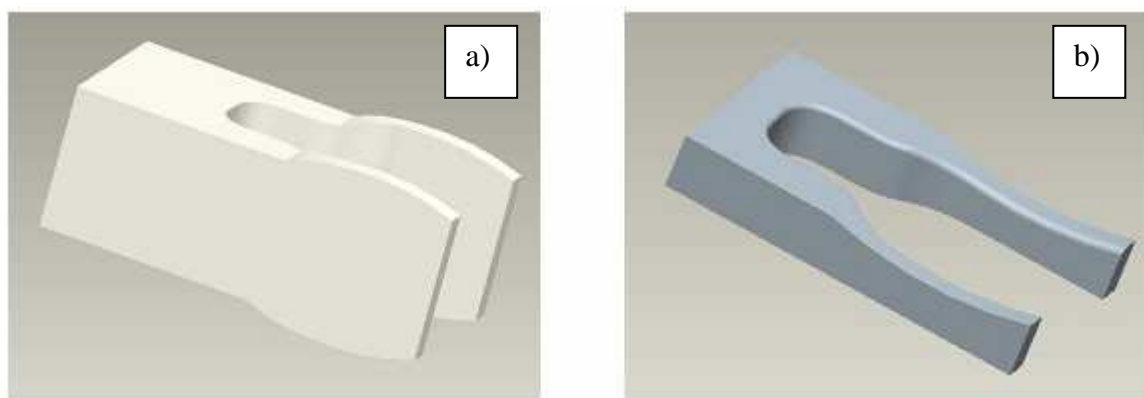


Figura 4-50: *Modelli CAD dei componenti forcella (a) e menisco (b) utilizzati nel dispositivo di trasmissione vite-madrevite*

Una volta definite le geometrie ed eseguita la quotatura funzionale [67] [68], si è proceduto alla verifica dell'assemblaggio dei componenti ed alla determinazione di due principali parametri funzionali, con riferimento allo schema funzionale descritto nel paragrafo 4.6.1. Il primo parametro è rappresentato dal massimo spostamento consentito al giunto in direzione perpendicolare all'asse della vite. Questo parametro è stato determinato considerando le due condizioni di assemblaggio limite del sistema e corrispondenti alle condizioni di massima e minima distanza tra l'asse della vite e la slitta.

I valori di tale distanza che sono stati calcolati vanno da un minimo di 46 mm ad un massimo di 48,5 mm. Pertanto il dispositivo è in grado di compiere piccole oscillazioni, in direzione radiale alla vite, con un'ampiezza di circa 2,5 mm.

Il secondo parametro, relativo alla massima rotazione consentita al giunto in direzione perpendicolare all'asse della vite, è risultato pari a circa 4°.

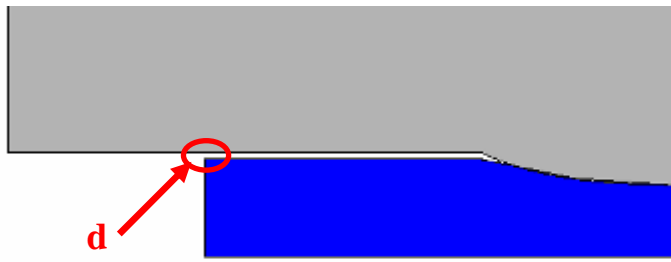


Figura 4-51: *Gioco tra il menisco e la forcella che consente la rotazione del giunto in direzione perpendicolare all'asse della vite*

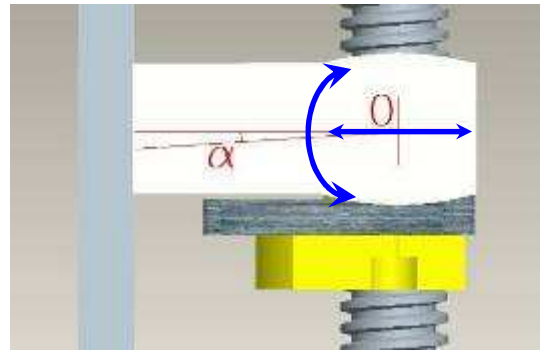


Figura 4-52: *Parametri funzionali dell'accoppiamento forcella-menisco*

La distanza nominale, d , tra la porzione di piano inferiore della forcella e la porzione di piano superiore del menisco, indicata con la freccia rossa in figura 4-51, assume un valore costante definito dalla geometria delle due parti. Quando il *rover* è operativo, questa distanza cambia in funzione dell'assetto del *rover* e del carico trasportato.

Tale distanza è stata valutata considerando diverse condizioni operative, corrispondenti al *rover* a pieno carico in differenti assetti, normali e anomali, che possono verificarsi durante le attività svolte su terreni accidentati. I risultati di queste simulazioni sono riportati in figura 4-53.

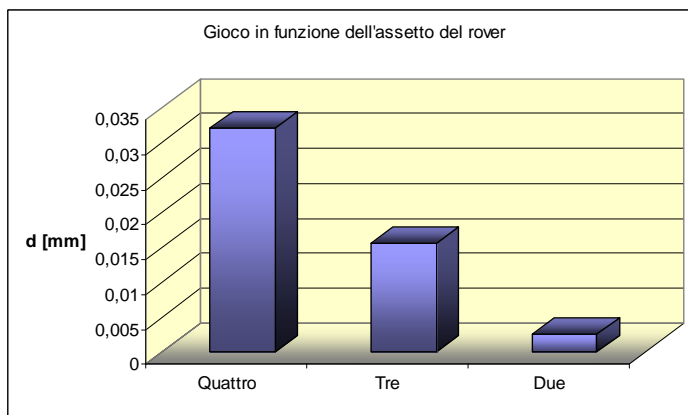


Figura 4-53: *Rappresentazione grafica della distanza tra menisco e forcella in diverse configurazioni di assetto: quattro colonne, tre colonne, due colonne*

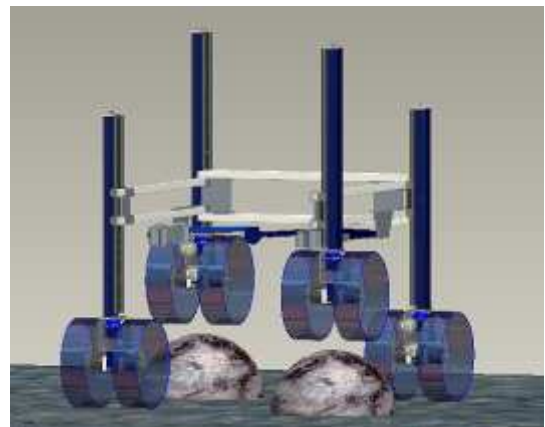


Figura 4-54: *Condizione operativa limite con il rover che poggia sul suolo con solo due colonne*

Dal diagramma in figura 4-53 emerge che quando si verifica la condizione più critica, corrispondente al rover sostenuto da solo due delle quattro colonne, esiste ancora un gioco tra le parti a contatto. Bisogna tenere presente, che questa condizione limite, potrebbe verificarsi solo in particolari circostanze, ad esempio, nel caso in cui dopo aver sollevato una sola colonna, il *rover* si trovi ad oscillare alla ricerca dell'appoggio mancante. In questa circostanza tale oscillazione comporta, per un breve periodo di tempo, che il peso del *rover* si ripartisca su due colonne, come mostrato in Figura 4-54.

Si procede ora alla verifica strutturale del sistema menisco forcella; tale verifica è stata effettuata mediante la modellazione agli elementi finiti dei due componenti utilizzando un codice commerciale.

La discretizzazione del modello ad elementi finiti dei due componenti è riportata nella successiva Figura 4-55.

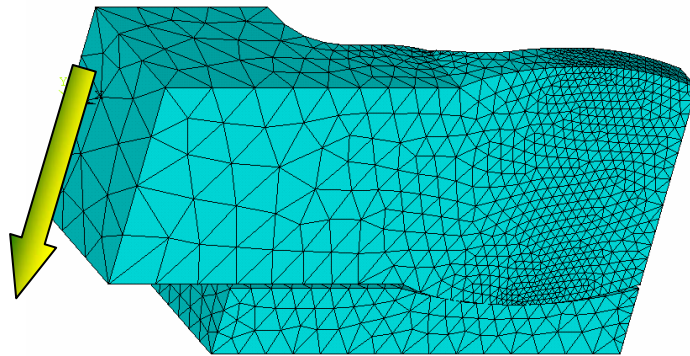


Figura 4-55: Modello F.E.M. del sistema menisco-forcella

Il giunto a forcella ed il menisco sono stati modellati utilizzando degli elementi tridimensionali del tipo ‘brick’ e sono stati inoltre utilizzati degli elementi di contatto per simulare il comportamento dell’interfaccia tra il giunto ed il menisco. Il materiale utilizzato per il giunto è una lega di alluminio, nota come Anticorodal. Per quanto riguarda il menisco, è stato scelto il Nylon 6.6, polimero sintetico caratterizzato da un basso coefficiente d’attrito, ed una resistenza non trascurabile.

In tabella 4-4 vengono riportate le caratteristiche meccaniche dei materiali utilizzati per l’analisi numerica dei modelli.

Tabella 6: Caratteristiche meccaniche dei materiali utilizzati per il sistema menisco-forcella

Materiale	σ_{sn} [MPa]	σ_r [MPa]
Anticorodal-110	310	350
Nylon 6.6	70	140

Sono state svolte differenti simulazioni, ma, in particolare, è stata presa in esame la condizione di funzionamento più gravosa per il *rover*. Tale condizione, come detto in precedenza, corrisponde al caso in cui, accidentalmente, il *rover* dovesse assumere un assetto tale da sostenersi solo su due delle quattro colonne. Questa condizione, inoltre, potrebbe verificarsi mentre il *rover* trasporta un carico pari al valore limite di progetto che è stato fissato pari a 800N, corrispondente ad una massa di circa 500Kg nell’ambiente lunare. La successiva figura 4-56 riporta una rappresentazione del tipo isocolori della distribuzione delle tensioni secondo Von Mises.

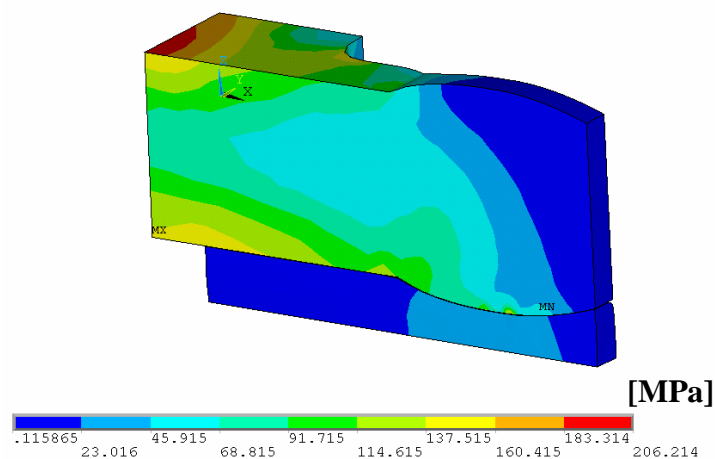


Figura 4-56: Andamento delle tensioni di Von Mises per il sistema menisco-forcella

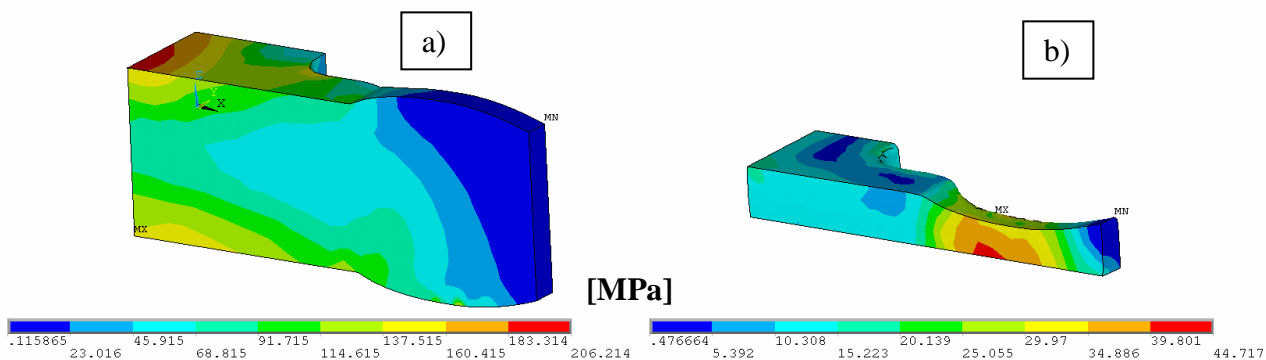


Figura 4-57: Andamento delle tensioni di Von Mises per la forcella (a) e per il menisco (b)

I risultati ottenuti mostrano che i due componenti soddisfano sono in grado di operare in condizioni di sicurezza per i carichi assegnati: i materiali e la geometria proposta risultano adeguati ai requisiti di carico.

Un altro studio sviluppato sul dispositivo è stato quello di analizzare il comportamento, sotto carico, delle parti costituenti l'accoppiamento menisco forcella, utilizzando diversi materiali. Le simulazioni, condotte sempre sotto la condizione limite di funzionamento, sono state eseguite tenendo conto delle diverse combinazioni tra il materiale della forcella e quello del menisco sottostante. In particolare, viene riportato lo studio relativo al comportamento del dispositivo sotto carico, utilizzando per la forcella una lega di alluminio, commercialmente nota come Anticorodal, e per il menisco, in un caso una lega di rame, CuSn12, comunemente usato per la produzione di chioccioline e in un altro caso il Nylon 6.6, caratterizzati entrambi da un basso coefficiente di attrito.

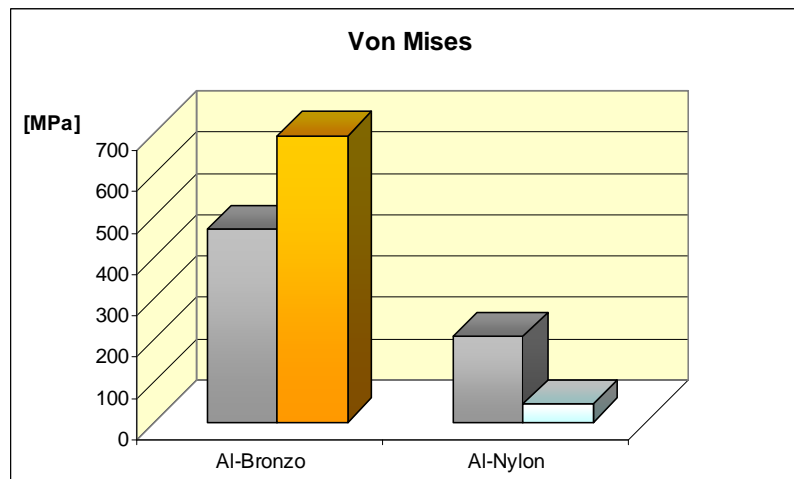


Figura 4-58: *Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises relative a diversi materiali utilizzati nell'accoppiamento menisco-forcella*

Il diagramma in figura 4-58 mostra il massimo valore della sollecitazione di Von Mises ottenuta dall'accoppiamento tra il menisco e la forcella nei due casi considerati.

Effettuando una comparazione dei risultati ottenuti, si può asserire che l'accoppiamento forcella menisco, costituito dal binomio Alluminio Nylon, rappresenta la miglior soluzione dal punto di vista della resistenza strutturale, sotto carico. In particolare dallo studio eseguito è emerso che, in generale, utilizzando materiali plastici, per il menisco, le due parti accoppiate risultano essere meno stressate rispetto all'impiego di materiali metallici, come ad esempio il rame.

Di seguito viene illustrato il comportamento del dispositivo dal punto di vista del tipo di contatto, che si manifesta sulla superficie del menisco. Quello riportato in figura 4-59 rappresenta il contatto durante il funzionamento standard del *rover*, vale a dire quando l'intero carico è ripartito su tutte le colonne.

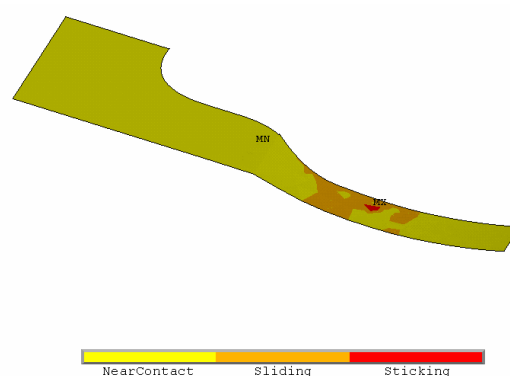


Figura 4-59: *Rappresentazione isocolor della superficie di contatto tra menisco e forcella*

Come si può osservare dalla rappresentazione iso colore in figura 4-59, la maggior parte della superficie del menisco non è interessata dal contatto, mentre una piccola area concentrata nella zona

centrale della superficie curva, dove le due parti sono appoggiate, mostra slittamento tra le parti a contatto.

4.8 La madrevite

L'elevata azione abrasiva della regolite, presente sul suolo lunare, può influenzare le prestazioni degli organi meccanici, soprattutto quelli in cui si ha scorrimento tra le superfici. Per questo motivo, è da prevedere una manutenzione programmata delle parti più soggette ad usura.

Allo scopo di allungare la vita del sistema di trasmissione vite-madrevite e facilitarne la manutenzione, la chiocciola è stata progettata in due parti ben distinte; la chiocciola vera e propria e la flangia d'appoggio, come riportato in figura 4-60. La geometria delle parti è stata ottimizzata al fine di ridurne al minimo le dimensioni complessive. Alla chiocciola viene demandata la trasmissione del moto e alla flangia il compito di ripartire opportunamente il carico

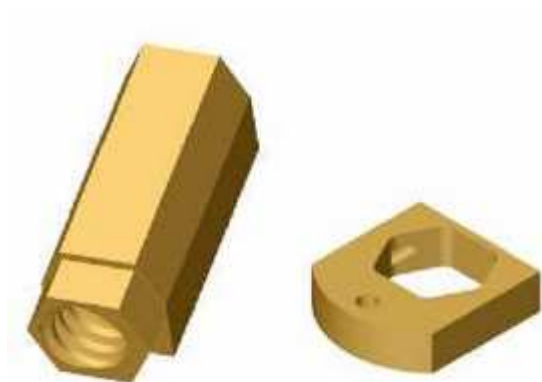


Figura 4-60: Modelli CAD della madrevite e della flangia

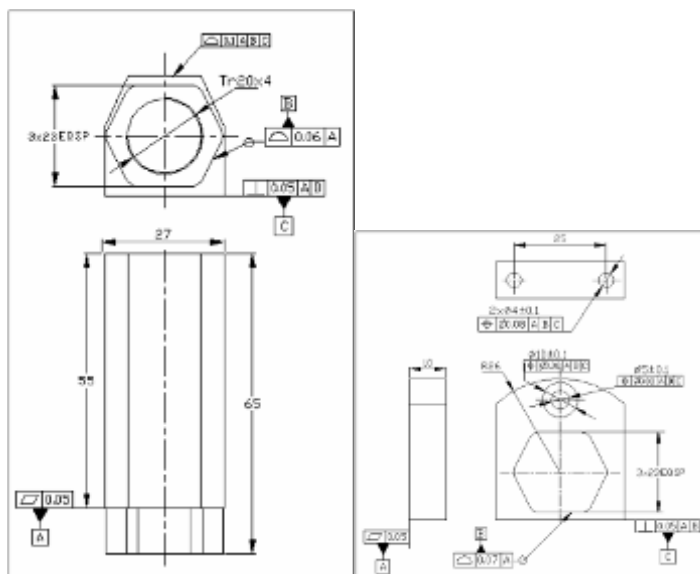


Figura 4-61: Disegni quotati delle parti della madrevite

L'utilizzo dell'insieme, così come rappresentato precedentemente, è vantaggioso sia in termini di intervento che di produzione.

Particolare attenzione è stata data anche alla scelta dei materiali, come per la resistenza all'usura e alle masse che sono i parametri principali nella progettazione di un veicolo lunare

L'accoppiamento vite-madrevite è stato verificato dal punto di vista strutturale con uno studio agli elementi finiti. Tali modelli sono stati definiti rispettando il reale sviluppo geometrico elicoidale della filettatura evitando semplificazioni di tipo assialsimmetrico a volte proposte in letteratura [69] [70].

L'uso di programmi per la modellazione CAD 3D parametrica dei componenti vite-chiocciola ha consentito di effettuare l'analisi strutturale considerando la reale geometria dell'accoppiamento. Le simulazioni numeriche sono state eseguite considerando la condizione di funzionamento limite del rover, così come descritto nel paragrafo precedente. I materiali utilizzati per la vite e per la chiocciola sono rispettivamente titanio e nylon 6.6 rinforzato col 30% di fibre di vetro.

Tabella 7: Proprietà meccaniche dei materiali utilizzati per il sistema vite-madrevite

Materiale	σ_{sn} [MPa]	σ_r [MPa]
Titanio – Ti 6Al 4V	825-869	895-930
Nylon 6.6 con 30% di fibra di vetro	160	200

L'accoppiamento vite-madrevite è stato discretizzato utilizzando elementi brick 3D, mentre per simulare l'interfaccia tra la vite filettata e la madrevite sono stati utilizzati elementi di contatto.

La Fig.4-62 mostra la mesh utilizzata per l'accoppiamento vite-madrevite.

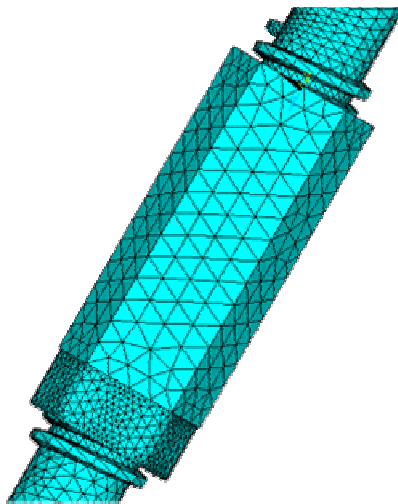


Figura 4-62: Modello F.E.M. dell'accoppiamento vite-madrevite

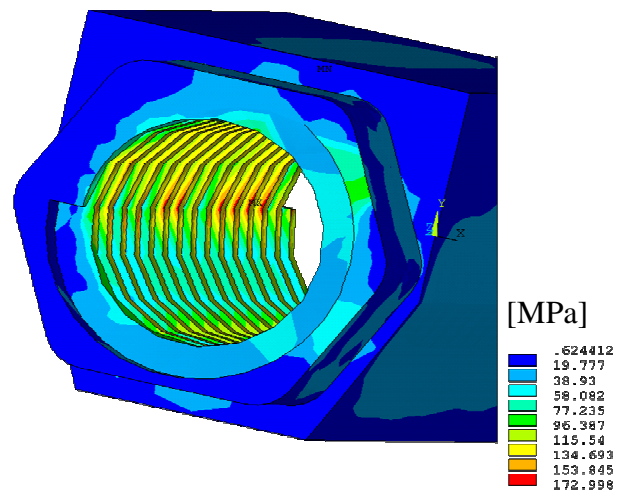


Figura 4-63: Distribuzione della sollecitazione di Von Mises sulla madrevite

Nella fig. 4-63 viene mostrata la distribuzione iso-colore rappresentante gli sforzi di Von Mises, in cui si possono notare la presenza di concentrazioni degli sforzi tra le superfici filettate a contatto. Come prevedibile, la massima tensione si presenta in corrispondenza dei filetti vicino al bordo esterno. Risultati analoghi sono stati trovati per la vite. Tuttavia, le sollecitazioni che agiscono sull'accoppiamento vite-madrevite sono compatibili con i materiali scelti.

4.9 Valutazione della massa della colonna

Attraverso l'utilizzo di un software CAD commerciale è stato possibile calcolare in maniera immediata la massa di tutti i componenti del complessivo della colonna. Il sistema è stato considerato composto dai seguenti elementi: 1 madrevite, 1 contro-chiocciola, 1 forcella, 1 camicia, 2 guide di precisione, 1 piastra, 4 elementi scorrevoli, 1 cuscinetto radiale, 1 cuscinetto obliquo, 1 vite di precisione.

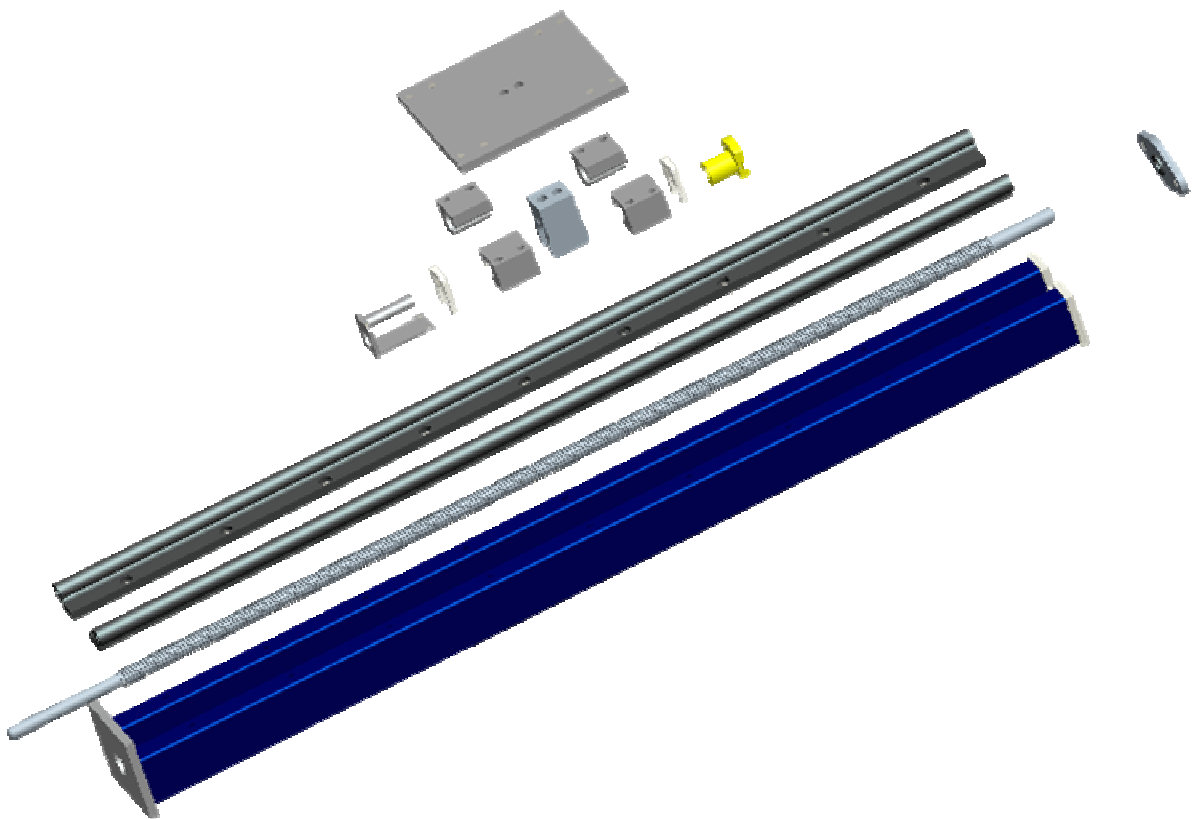


Figura 4-64: Esploso della colonna

Di seguito sono riportati i dati circa la massa di ciascun componente e la massa complessiva.

struttura allungata a sezione chiusa = 8.46 kg

Chiocciola = 0.15 kg

Contro-chiocciola = 0.048 kg

Forcella = 0.131 kg

Elemento scorrevole = 0.190 kg (quattro elementi)

Guida lineare = 1.32 kg (due elementi)

Vite = 2.32 kg

Piastra carrello = 0.80 kg

Cuscinetto = 0.04 kg

Menischi = 0.0056 kg (due elementi)

Massa totale = 15.3 kg

Come si può osservare dai risultati ottenuti, la massa complessiva del sistema colonna risulta assolutamente nei limiti imposti dalle specifiche di progetto.

5 IL SISTEMA DI PRESA

5.1 Introduzione

Il dispositivo di presa è stato concepito allo scopo di soddisfare dei requisiti stringenti, legati ai compiti che il *rover* dovrà svolgere e al tipo di ambiente in cui dovrà operare. Questo dispositivo si distingue significativamente dai dispositivi di presa di cui sono dotati gli altri veicoli spaziali [71]. In letteratura sono presenti sistemi di presa più o meno complessi attuati da uno o più motori [72] [73] [74]. Lo scopo di questo studio è, invece, quello di sviluppare un meccanismo che oltre ad essere leggero, di facile realizzazione, affidabile è soprattutto “passivo”. Questo significa che il sistema dovrà essere privo di motori ed in grado di operare la presa sull’oggetto sotto l’azione della forza di contatto contro l’oggetto stesso e allo stesso tempo che sia in grado di auto-adattarsi a qualunque forma dell’oggetto, che potrà anche essere in posizione eccentrica.

Come descritto nel terzo capitolo le scelte costruttive del *rover* hanno portato allo sviluppo di un veicolo, costituito da quattro colonne motorizzate, montate ai vertici di un telaio con forma in pianta a C. Ciascuna colonna è attuata ed è equipaggiata di ruote gemellate; sia le colonne che le ruote possono essere azionate indipendentemente le une dalle altre, consentendo al veicolo la possibilità di compiere agevolmente manovre su terreni accidentati. Sul telaio si prevede sia posto il sistema di presa del masso, oltre al sistema di alimentazione a batterie coadiuvato a mezzo di pannelli solari e tutta l’apparecchiatura necessaria al controllo a distanza del veicolo.

Il meccanismo di presa che sarà descritto nel seguito ne va a sostituire uno precedente anch’esso sviluppato dal Dipartimento di Ingegneria Meccanica di Cagliari, descritto nel seguito.

Il sistema di presa precedente sfrutta lo schema del quadrilatero articolato. Così come il nuovo sistema di presa che si andrà a descrivere, è un meccanismo passivo azionato solo dall’azione di contatto con il masso.

In figura 5-1 il meccanismo a quadrilatero è mostrato come composto da un battente munito di asta incernierata (1) che può ruotare attorno ad un fulcro (O), da due palmi (2), da due quadrilateri articolati che costituiscono i bracci del *rover* (3) ed infine da due tiranti (4) che collegano i bracci all’asta col battente.

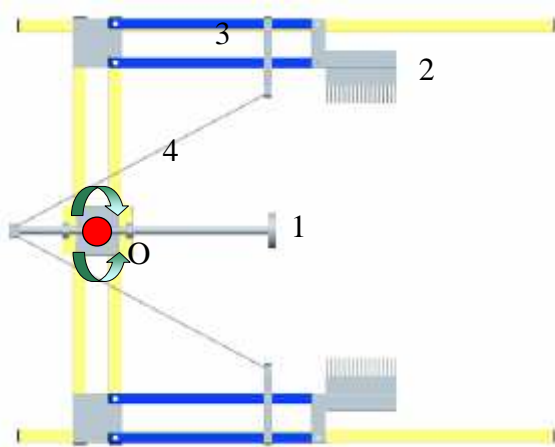


Figura 5-1: Sistema di presa con quadrilatero articolato

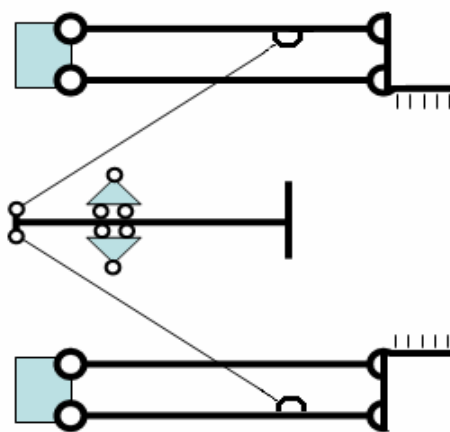


Figura 5-2: Schema cinematico del meccanismo di presa con quadrilatero articolato

Durante la presa, il *rover* avanza in direzione del masso fino al contatto di quest'ultimo col battente a piattello (1); il moto dell'asta provoca la tensione dei due tiranti (4) che azionano così i due meccanismi articolati (2) ai lati del telaio. La loro rotazione spinge i palmi (3) contro il masso, in modo da assicurare il contatto meccanico con quest'ultimo (Figura 5-3). Una volta trattenuto l'oggetto, il sistema di sollevamento provvede al sollevamento dello stesso in modo da poterlo poi trasportare in altro sito.

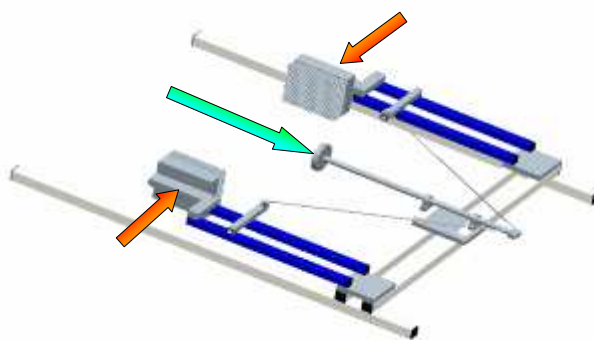
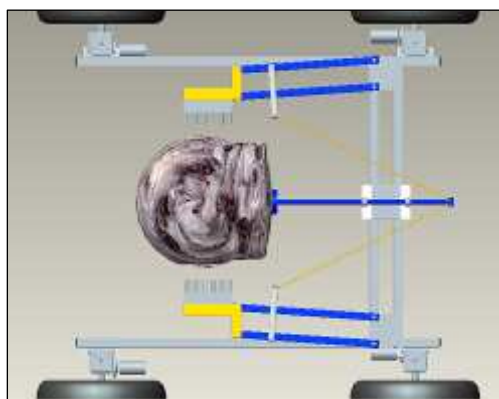


Figura 5-3: Strategia di presa del meccanismo con quadrilatero articolato

Il sistema è auto-adattativo grazie alla possibilità da parte dell'asta del battente di ruotare; questo fatto consente un accostamento parallelo delle mani al masso, come mostrato in figura 5-3. Infatti, dovendo operare con detriti lunari aventi forme poco regolari è possibile che al momento dell'accostamento delle mani attorno all'oggetto, una delle due arrivi a toccare prima dell'altra. In questo caso la rotazione del battente porta anche l'altra mano a contatto con il masso, serrando la presa.

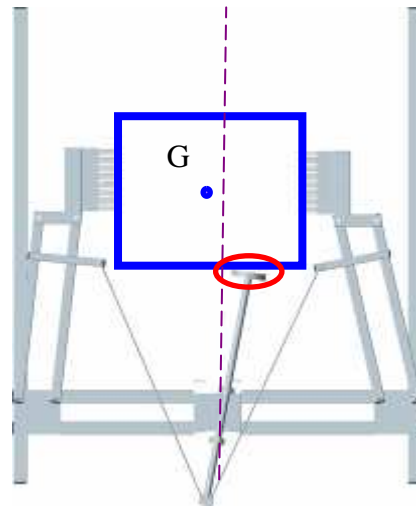


Figura 5-4: Presa asimmetrica di un oggetto: accostamento di tipo parallelo dei palmi con rotazione dell'asta battente.

Sebbene tale sistema costituisca una soluzione valida per svolgere la presa di oggetti di forma generica, esso mostra alcuni punti deboli di una certa importanza a causa della sua complessità.

La struttura con le sue numerose braccia e cerniere dà luogo ad un peso eccessivo e ad un aumento della probabilità di guasti degli organi mobili. Inoltre, il suo funzionamento è garantito dallo scorrimento dell'asta del battente su una guida prismatica centrale e dalla rotazione della piastra di supporto delle guide attorno al fulcro O rappresentato in figura 5-4. Se in normali condizioni operative ciò può non essere un problema, non si deve dimenticare che l'ambiente lunare è ricoperto di regolite fortemente abrasiva. Questa può determinare una rapida usura e danneggiamento di tali membri mettendo a rischio la funzionalità dell'intero rover. È, infatti, molto difficile garantire una protezione adeguata per questo tipo di giunti che, laddove possibile, devono essere evitati.

Inoltre, per un funzionamento ottimale del dispositivo di presa, il respingente deve sempre trovarsi ad operare lungo la linea di simmetria dei bracci di presa. In caso contrario si ha una configurazione del dispositivo di presa simile a quella riportata nella figura 5-4 che rappresenta una presa di tipo asimmetrico. In questo caso il respingente si dispone lungo un angolo che non consente al piattello di appoggiarsi con tutta la sua superficie.

Inoltre, come si evince sempre dalla figura 5-4, un altro miglioramento che si intende apportare, con lo sviluppo del nuovo sistema, è quello di dare la possibilità agli organi di presa di adattarsi alla superficie di contatto seguendo il profilo dell'oggetto, cosa non possibile con il vecchio dispositivo che, per via dei bracci costituiti da quadrilateri articolati, consentiva un accostamento parallelo delle mani. In questo modo con il nuovo sistema si intende ampliare lo spazio di lavoro all'interno dell'area delimitata dal telaio garantendo una migliore presa qualunque sia la forma dell'oggetto da prelevare. Alla luce dell'analisi del dispositivo esaminato in precedenza si è sviluppato un nuovo meccanismo di presa che traesse vantaggio delle soluzioni utilizzate in precedenza.

In linea con l'esigenza di contenere quanto più possibile i costi di realizzazione e di messa in opera del robot, si è optato per un dispositivo più leggero, più semplice e soprattutto privo di guide lineari, riducendo gli effetti indesiderati dello strisciamento relativo tra organi interessati.

Si è passati allo sviluppo di un meccanismo articolato piano, con tre gradi di libertà, in grado di auto-adattarsi alla geometria dell'oggetto in presa, caratterizzato da accostamenti angolari.

Un altro aspetto peculiare nel funzionamento del sistema di presa è rappresentato dal fatto che una volta realizzato l'afferraggio dell'oggetto, i contatti del cinematismo con l'oggetto sono sempre tre, in modo da assicurare un afferraggio convenientemente stabile.

Tale meccanismo è alloggiato solidalmente ad un telaio rigido, e questi, vengono sorretti dalle quattro colonne motorizzate, descritte nel quarto capitolo, responsabili della movimentazione e del controllo di assetto del *rover*.

Il sistema di presa studiato viene rappresentato nella figura 5-5 ed è strutturalmente composto da:

- un movente chiamato per semplicità *battente o respingente*, che è la prima parte del meccanismo ad entrare in contatto con il masso;
- sei membri di collegamento (chiamati *Bracci* in figura);
- sei cerniere, di cui due solidali al telaio;
- due cedenti chiamati *organi di presa o mani* (non rappresentati in figura) vincolati al punto M e al suo simmetrico.

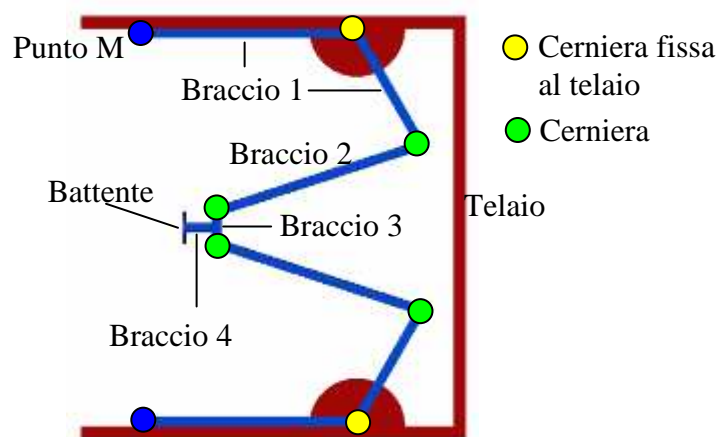


Figura 5-5: Nomenclatura degli elementi del sistema di presa

I bracci 1 e 2 sono saldamente collegati tra loro a squadra con un angolo che in seguito verrà denominato θ_{12} ; il valore di tale angolo, così come tutte le grandezze geometriche dell'intero dispositivo di presa, verrà determinato attraverso un'analisi parametrica descritta nel paragrafo successivo.

Come per il meccanismo di presa precedente a questo lavoro il sistema in studio è un meccanismo passivo in grado di chiudersi attorno al masso, azionato direttamente dall'avanzamento del veicolo

contro il masso stesso, come descritto nel paragrafo 3.3. Grazie ad un sistema di bloccaggio, in fase di sviluppo, da applicarsi in corrispondenza delle cerniere dei braccetti, si assicura la tenuta in presa dell'oggetto che potrà quindi essere sollevato e trasportato altrove.

Quando avviene il contatto tra l'oggetto e il respingente, il meccanismo si aziona avvicinando i bracci laterali all'oggetto afferrandolo solidalmente. Nella figura 5-6 la freccia in rosso rappresenta la spinta dell'oggetto e le frecce in nero rappresentano il movimento di serraggio delle braccia attorno all'oggetto consentendone la presa.

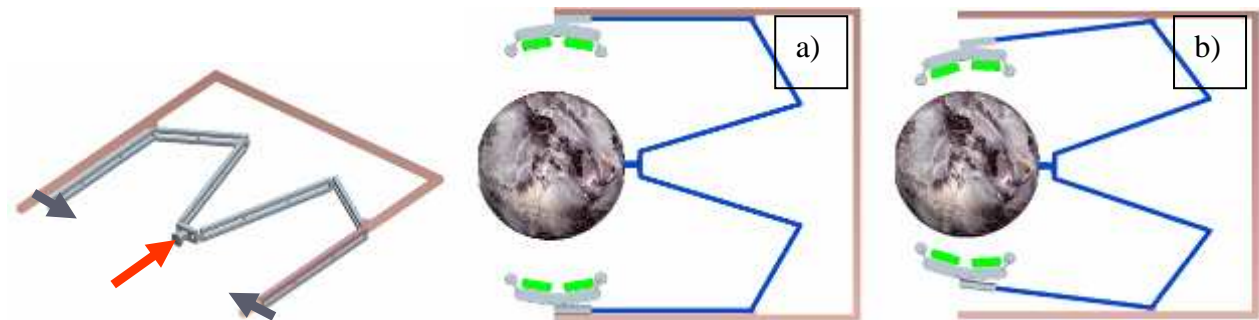


Figura 5-6: Strategia di presa: a) contatto del battente contro il masso; b) le braccia con gli organi di presa iniziano ad avvicinarsi al masso

L'operazione di presa asimmetrica, come quelle rappresentate in figura 5-7, mostra il funzionamento cinematico del dispositivo. Nello schema della figura 5-7 a), il meccanismo rappresentato con il tratto grigio tratteggiato indica la configurazione iniziale, mentre la configurazione con il tratto azzurro continuo raffigura la posizione generica assunta dal meccanismo, dopo aver effettuato la presa di un oggetto di forma irregolare.

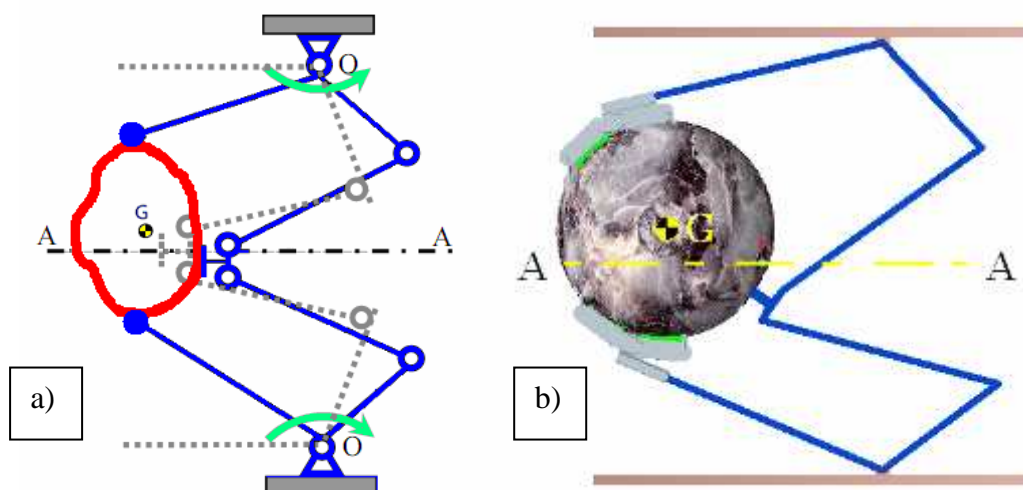


Figura 5-7: Operazioni di presa asimmetrica del dispositivo passivo

Si può notare come il respingente, inizialmente in posizione simmetrica, durante l'afferraggio si posiziona in relazione alla geometria dell'oggetto, imponendo alle restanti parti di assumere una posizione di presa asimmetrica. Il sistema è in grado di auto-adattarsi e la superficie del piattello del

respingente viene totalmente a contatto con l'oggetto da afferrare, come evidenziato con la presa asimmetrica rappresentata in figura 5-7 b). Il sistema è dotato di un dispositivo di blocco automatico per tenere l'oggetto in presa permanente permettendone il rilascio quando è necessario. Il dispositivo di blocco previsto per il meccanismo in fase di ritenuta della presa è stato pensato costituito da una ruota libera sbloccabile con un'ancora elettromagnetica, mentre il riposizionamento dei bracci nella configurazione iniziale sono previste delle molle rotazionali applicate sui giunti.

5.2 Studio parametrico per definire la geometria

La geometria del dispositivo è stata definita avvalendosi di un procedimento parametrico. È stato definito lo schema cinematico del meccanismo di presa, a partire dalle dimensioni massime di ingombro del telaio e dalle dimensioni massime e minime dell'oggetto da afferrare.

La geometria del meccanismo di presa è stata definita anche in funzione di evitare l'interferenza con il telaio e con le parti del meccanismo stesso. Nello studio della geometria del meccanismo, si è supposto di afferrare un oggetto di forma sferica, con movimento di presa simmetrica. Lo scopo dell'analisi parametrica è quello di avere, con ogni dimensione di oggetto in presa, tre punti di contatto con l'oggetto, non appartenenti alla stessa semisfera. L'oggetto più grande di cui si richiede la presa da parte del *rover* ha un peso di 785 N. questo corrisponde ad una massa di 80 kg sulla terra e una massa di 500 kg in ambiente lunare. Un corpo di forma sferica, con una massa di 485 kg, considerando la densità media della roccia lunare pari a 3345 kg/m^3 , ha un diametro di circa 0,65 m. Per quanto riguarda il masso più piccolo, la dimensione della sfera equivalente è legata all'ingombro dell'organo di presa in relazione all'interferenza con il terreno con *rover* tutto abbassato.

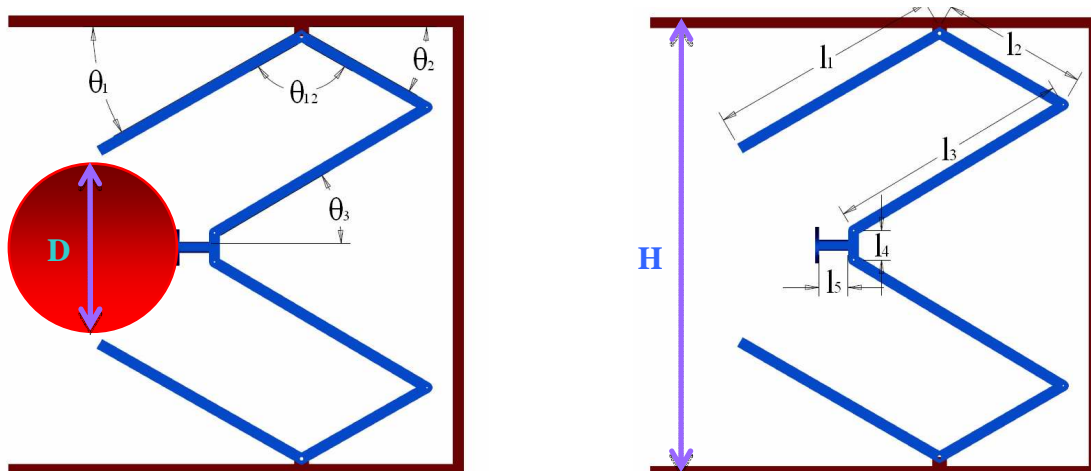


Figura 5-8: Schema del sistema di presa e parametri geometrici

I parametri che saranno fatti variare al fine di effettuare la presa dell'oggetto descritto evitando l'interferenza nel moto del meccanismo di presa con il telaio e con le parti del meccanismo stesso sono rappresentati in figura 5-8: l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , l_5 , θ_{12} mantenendo costante H e il diametro della sfera equivalente all'oggetto in presa più grande. Tali parametri devono soddisfare a dei vincoli, illustrati in figura 5-9, e che sono descritti di seguito:

l_1 : la lunghezza minima del braccio 1 si fissa in funzione delle dimensioni del masso più piccolo. Si suppone che nel caso di presa del masso più piccolo (di raggio $r = 0.15$ m) la coordinata y del punto M si trovi alla massima distanza dal telaio ($\theta_1 = 90^\circ$), come illustrato in figura 5-9 (b).

$$l_{1\min} = \frac{H - 2r}{2} = \frac{1.2 - 2 \cdot (0.15)}{2} = 0.45\text{m} \quad 5.1)$$

l_2 : i suoi limiti sono fortemente correlati con il valore dell'angolo θ_{12} .

Si ipotizza di fissare il dispositivo di presa ad una distanza che è definita dalla posizione del montante del telaio. In questo modo la lunghezza del braccio 2, se si vuole evitare che durante il suo funzionamento questo interferisca con una delle colonne posteriori, come rappresentato in figura 5-9 (c), dovrà avere una lunghezza inferiore a 0.4 m.

θ_{12} : angolo compreso tra il braccio 1 ed il braccio 2 che va da un minimo di 90° (angoli minori determinano una diversa e non opportuna configurazione del cinematismo) fino ad un massimo di 140° . La scelta di angoli maggiori comporterebbe una riduzione significativa dell'angolo θ_2 rappresentato in figura 5-9 (d). Un angolo θ_2 troppo piccolo porterebbe, durante il movimento di presa, ad una interferenza della cerniera di collegamento tra braccio 2 e braccio 3 con il telaio.

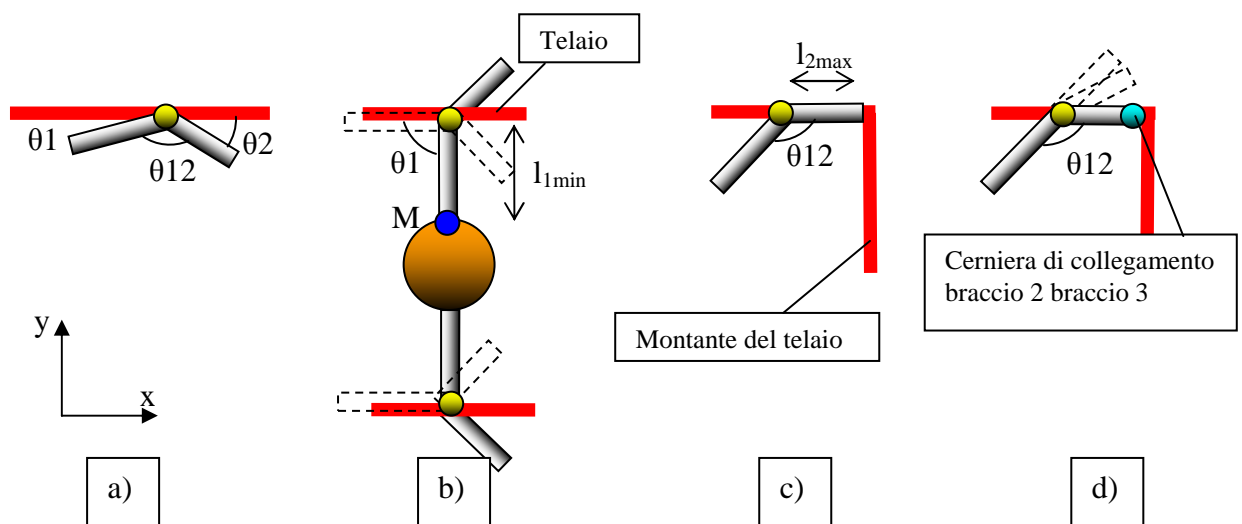


Figura 5-9: a) nomenclatura degli angoli del braccio 1, b) presa del masso più piccolo con rotazione del braccio 1 pari a $\theta_1 = 90^\circ$, c) limite inferiore della lunghezza del braccio 2 a causa dell'interferenza con il montante del telaio, d) con angoli θ_{12} grandi il braccio 2 fuoriesce dal telaio.

Si ritiene che il tratto l_4 debba essere compreso tra un valore di circa 0,1 e 0,2 a causa degli ingombri necessari al montaggio del battente. Anche per l_5 valgono analoghe considerazioni.

Nella trattazione che segue vengono scelti valori per l_4 e l_5 pari a:

$$l_4 = 0.15m \quad 5.2)$$

$$l_5 = 0.06m \quad 5.3)$$

I vincoli descritti sopra sono quelli che fissano i limiti in cui le grandezze specificate possono essere scelte. Al fine di definire quantitativamente tali grandezze si è scritto un modello geometrico grazie al quale, partendo da una prima stringa iniziale di valori per le grandezze geometriche che definiscono il meccanismo, si utilizza un processo mediante il quale per ogni stringa di valori geometrici delle lunghezze dei bracci e θ_{12} si tracciano le traiettorie del punto M in funzione della variabile angolare θ_1 , che rappresenta la movimentazione del braccio in avvicinamento dell'oggetto. In questo movimento si richiede come requisito fondamentale che sia possibile afferrare tutti gli oggetti dal più grande al più piccolo. Tra le stringhe di valori delle grandezze geometriche cercate, che soddisfano la presa di tutti gli oggetti previsti, si sceglierà una stringa che consente un risparmio energetico nel moto di avvicinamento del *rover*. Poiché il movimento del meccanismo di presa nel suo moto di avvicinamento all'oggetto impone un dispendio energetico legato anche all'avanzamento del *rover*, si cercherà la stringa di valori geometrici delle lunghezze l_i e dagli angoli θ_i che minimizzerà tale avanzamento. In ogni caso appare indubbiamente opportuno che l'avanzamento del *rover*, durante la fase di avvicinamento, sia minimo: questo, infatti, evita un'escursione troppo ampia della posizione del baricentro rispetto al telaio tra istante di primo contatto con il battente e istante in cui la presa si completa. Viste queste considerazioni si osserva che a dato l_1 , si sceglierà la lunghezza di l_2 tale da minimizzare l'avanzamento Δx del *rover* in fase di chiusura della presa, come illustrato in figura 5-10 (a). Il minimo l_2 verrà scelto compatibilmente con il valore opportuno di l_3 che sia in grado di afferrare gli oggetti delle dimensioni previste con un angolo θ_3 che sia comunque inferiore a 90° , anche per l'oggetto di dimensione minima, e che sia anche il più piccolo possibile al fine di ottenere una movimentazione angolare di l_2 più ampia possibile a dato Δx .

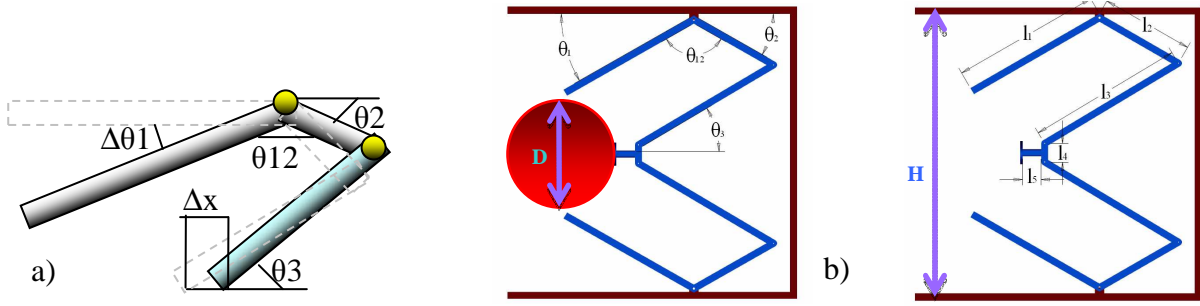


Figura 5-10: Rappresentazione del rapporto tra avanzamento del rover ed escursione angolare del braccio in presa

Le condizioni geometriche che consentono di definire le variabili rappresentate in figura 5-8 possono essere espresse dalle equazioni seguenti:

$$\theta_1 = \arccos\left(\frac{H - D}{2 \cdot l_1}\right) \quad 5.2)$$

$$\theta_2 = \pi - (\theta_1 + \theta_{12}) \quad 5.3)$$

$$l_{3x} = l_1 \cdot \cos(\theta_1) + l_2 \cdot \cos(\theta_2) - \left(\frac{D}{2} + l_5\right) \quad 5.4)$$

$$l_{3y} = \frac{H}{2} - \left(\frac{l_4}{2} + l_2 \cdot \sin(\theta_2)\right) \quad 5.5)$$

$$l_3 = \sqrt{(l_{3x})^2 + (l_{3y})^2} \quad 5.6)$$

Questo sistema di equazioni consente di definire tutti i parametri geometrici a partire da una prima serie di variabili ($l_1, l_2, l_4, l_5, \theta_{12}, D$). Per ogni configurazione geometrica, è possibile definire la traiettoria del punto M e la lunghezza del braccio l_3 .

L'ipotesi iniziale di analizzare un'operazione di presa simmetrica, permette di descrivere la traiettoria seguita da solo uno dei due Bracci 1. A questo proposito, la posizione del punto M è riferita rispetto all'origine coincidente con il punto di contatto tra l'oggetto ed il respingente, come mostrato in figura 5-11. Considerando le variabili prima descritte, la posizione di M, data in coordinate x e y nel sistema di riferimento cartesiano mobile (O, x, y), sarà calcolata dalle seguenti equazioni:

$$\theta_2 = \pi - (\theta_1 + \theta_{12}) \quad 5.7)$$

$$l_{2y} = l_2 \cdot \sin(\theta_2) \quad 5.8)$$

$$\theta_3 = \arcsin\left(\frac{\frac{H}{2} - \left(\frac{l_4}{2} + l_{2y}\right)}{l_3}\right) \quad 5.9)$$

$$x_m = l_1 \cos(\theta_1) + l_2 \cos(\theta_2) - (l_5 + l_3 \cdot \cos(\theta_3)) \quad 5.10)$$

$$y_m = \frac{H}{2} - l_1 \sin(\theta_1) \quad 5.11)$$

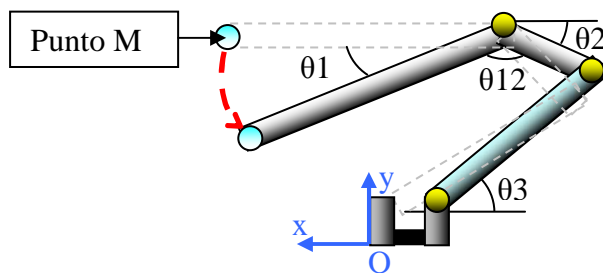


Figura 5-11: Schema cinematico del meccanismo per la determinazione della traiettoria del punto *M*

Di seguito vengono riportati alcuni diagrammi ottenuti attraverso questa procedura:

Andamento dell'angolo di rotazione θ_1 compiuto dal braccio 1 al variare della lunghezza di l_1

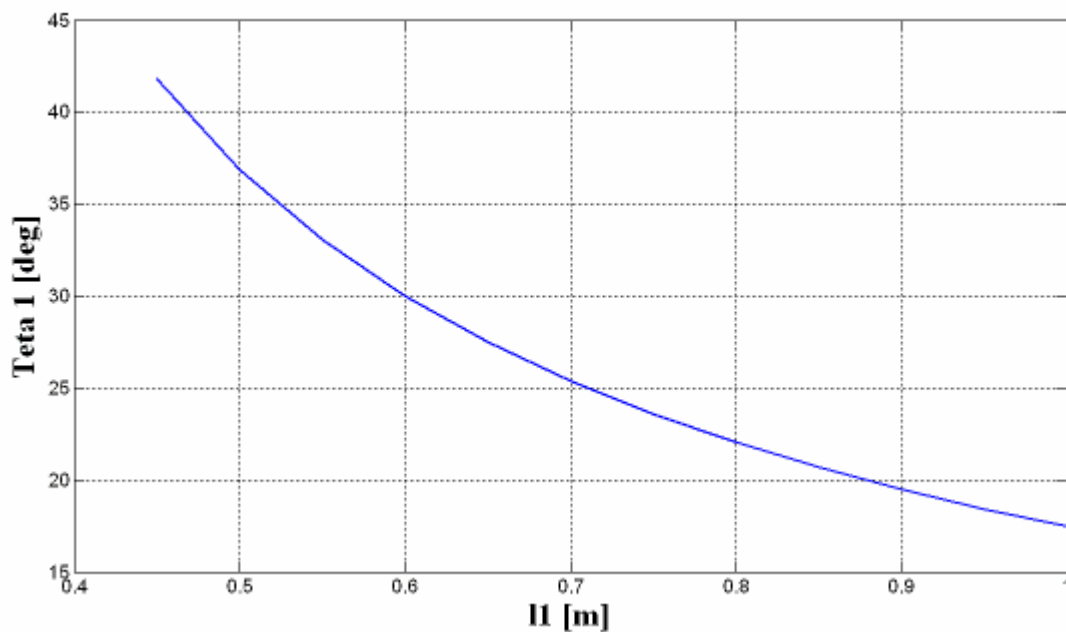


Figura 5-12: Andamento della lunghezza del braccio 1 (l_1) in funzione dell'angolo θ_1 ; tale angolo è quello braccio 1 forma con l'asse orizzontale quando si chiude attorno all'oggetto più grande.

Dal grafico in figura 5-12 si vede che per l_1 crescenti θ_1 decresce non linearmente. Al fine di minimizzare l'avanzamento del *rover* conviene avere un valore di θ_1 , a presa effettuata, basso. Il valore di l_1 , però, non può essere al di sopra di un massimo che è fissato da considerazioni di ingombro e da ragioni di opportunità per quanto riguarda la resistenza strutturale; un braccio con l_1 grande, a parità di oggetto in presa, è soggetto ad elevato momento flettente con conseguenti sezioni resistenti maggiori che provocherebbero massa elevata del sistema. Per le ragioni sopraesposte si sceglie un compromesso per la lunghezza del braccio l_1 di 0.68 m a cui corrisponde un valore di θ_1 , in condizioni di presa dell'oggetto più grande, di 26° .

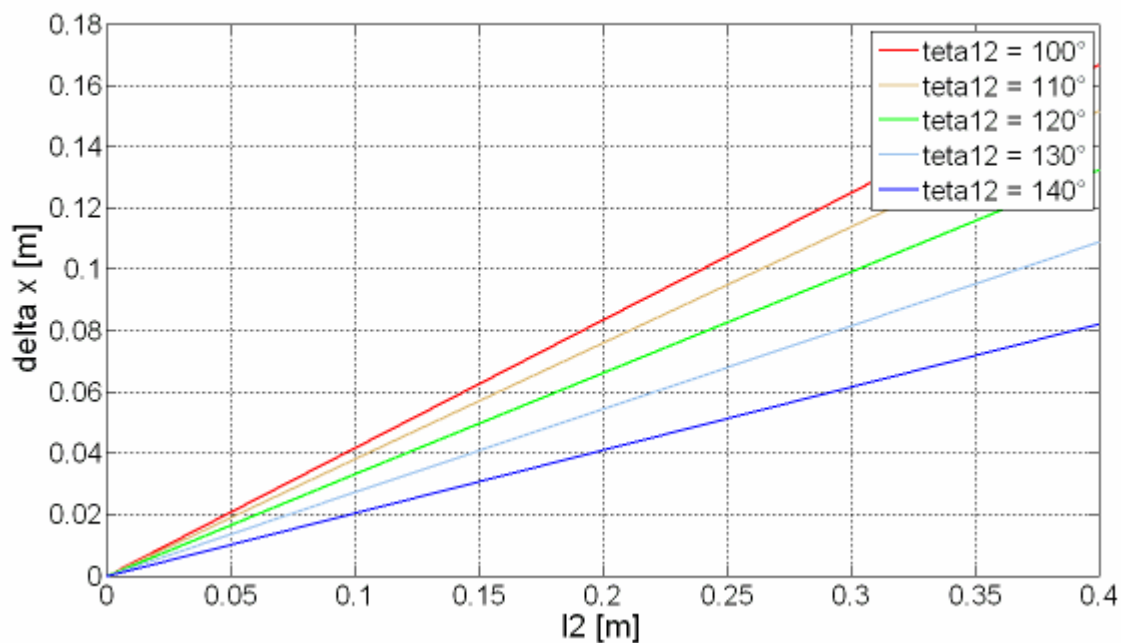


Figura 5-13: Andamento dell'avanzamento Δx del rover in funzione della lunghezza l_2 per diversi valori dell'angolo θ_{12}

Nel grafico di figura 5-13 si vede l'andamento dell'avanzamento Δx del *rover* in fase di presa simmetrica, in funzione della lunghezza del tratto l_2 a valore di l_1 fissato, come sopra descritto. Si vede come, al variare del parametro θ_{12} , il valore dell'avanzamento Δx sia minore per valori dell'angolo θ_{12} maggiori. In ogni caso non è opportuno avere un θ_{12} maggiore di 140° poiché altrimenti si avrebbe il braccio 2 che indifferentemente dalla sua lunghezza uscirebbe dall'ingombro del telaio del *rover* in fase di presa, come mostrato in figura 5-9 (d).

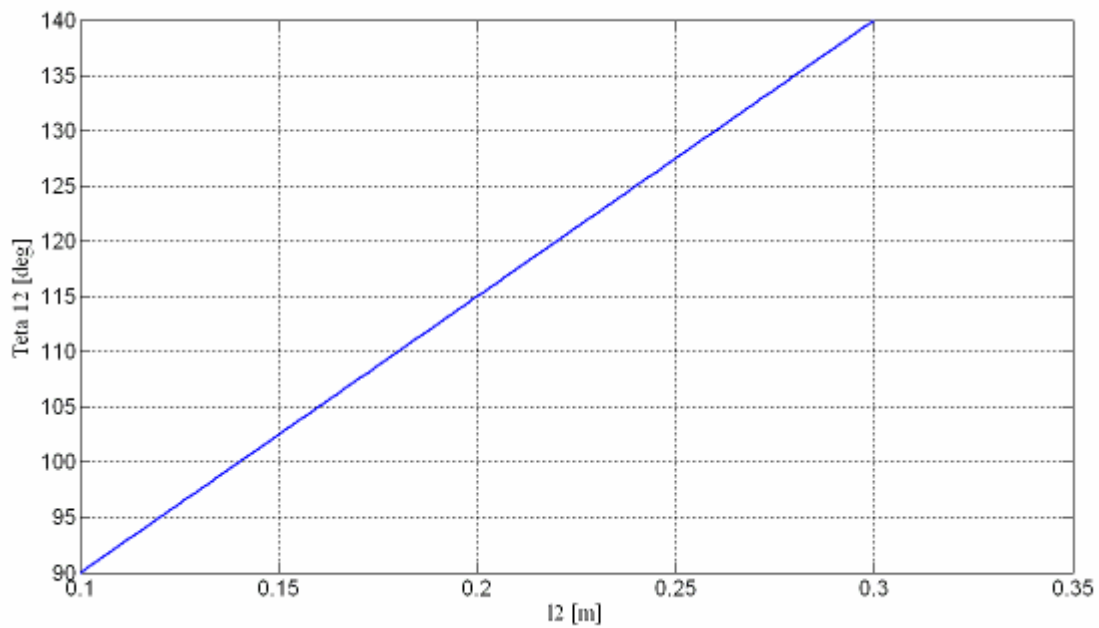


Figura 5-14: Influenza dell'angolo θ_{12} compreso tra il braccio 1 e il braccio 2 sulla lunghezza l_2

La scelta di θ_{12} è anche condizionata dal fatto che, come si vede dal grafico di figura 5-14, angoli di θ_{12} grandi implicano lunghezze di l_2 elevate. Quest'ultima condizione, come evidenziato in figura 5-15, provoca θ_3 ridotti, ma, osservando ancora la figura 5-13, l_2 elevati non sono convenienti a causa del fatto che implicano delta x elevati.

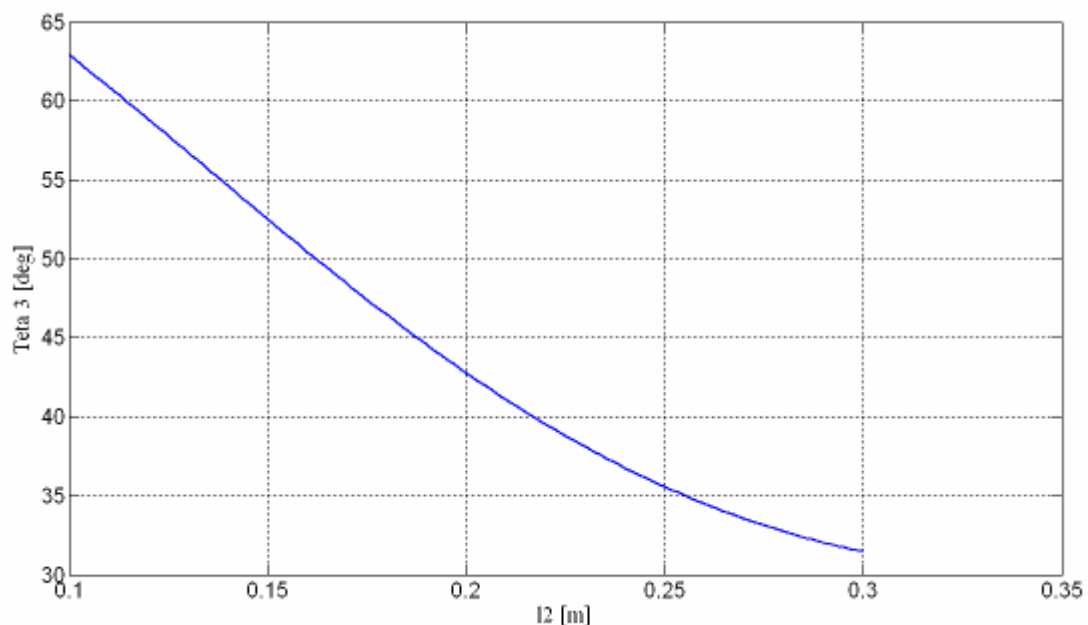


Figura 5-15: Andamento del valore dell'angolo θ_3 al variare della lunghezza l_2

Questo evidenzia la necessita di una soluzione di compromesso. Si sceglie quindi come compromesso opportuno tra esigenze di ingombro e esigenze di avanzamento limitato del *rover* in fase di presa, la seguente combinazione di valori numerici per le grandezze descritte.

l1	0.68 m	Lunghezza del braccio 1
l4	0.15 m	Lunghezza del braccio 4
l5	0.06 m	Lunghezza del braccio 5
Teta12	120°	Angolo tra braccio1 e 2

In figura 5-16 si riportano le traiettorie del punto M di contatto con l'oggetto per i valori sopra fissati e per diversi valori di l_2 . Si vede come una presa efficiente si manifesta per valori di l_2 al di sotto di 0.2 m anche per l'oggetto di minor dimensione. Si sceglierà dunque per l_2 tale valore, e non un valore minore che provocherebbe una presa più efficace ma un valore di θ_3 troppo grande, come mostrato in figura 5-15.

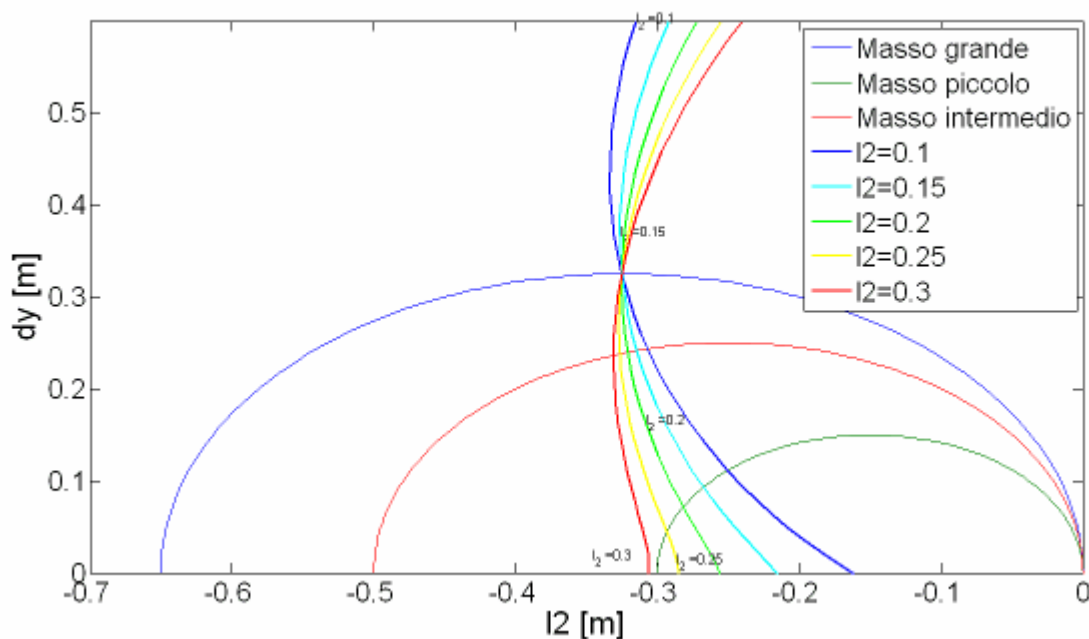


Figura 5-16: Traiettorie seguite dal punto M al variare della lunghezza l_2

Fissato il valore della lunghezza l_2 dalle 5.4) 5.5) e 5.6) resta definito un braccio 3 di lunghezza:

$$l_3 = 0.57m$$

A tale valore corrisponde un $\theta_3 = 38^\circ$

Riportando, in altro modo, le stesse grandezze di cui si è discusso sopra come in figura 5-15 e 5-16 si giunge naturalmente alle stesse conclusioni.

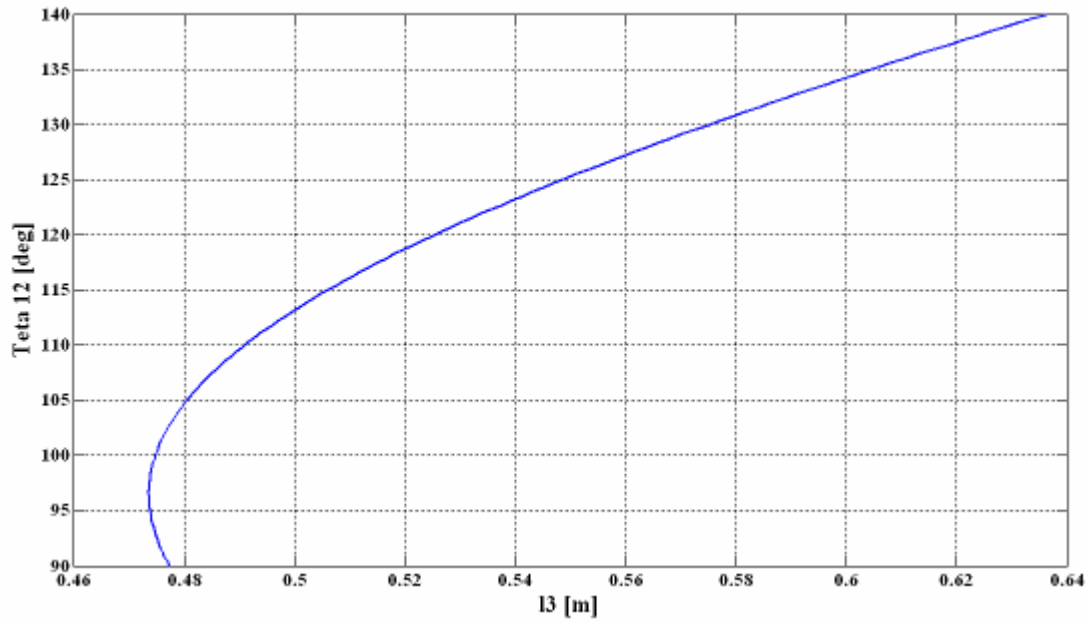


Figura 5-17: Andamento della lunghezza l_3 al variare di θ_{12} . Per valori grandi dell'angolo θ_{12} si hanno valori crescenti della lunghezza l_3 .

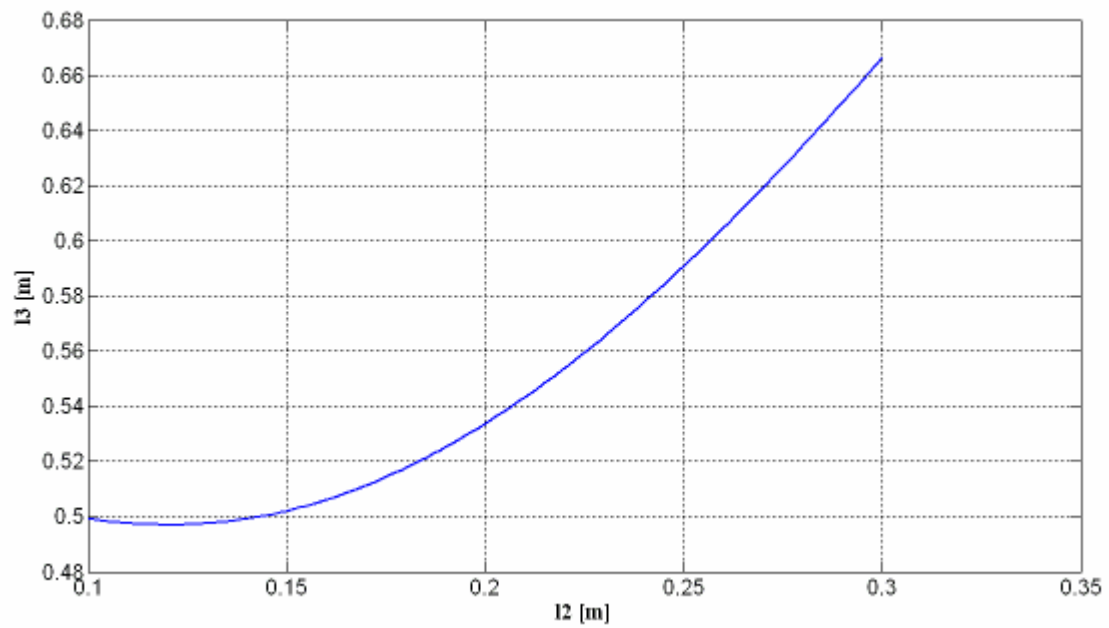


Figura 5-18: Andamento della lunghezza l_3 in funzione della lunghezza l_2

5.3 Cinematica del dispositivo di presa

I membri che costituiscono il meccanismo di presa sono collegati tra loro ed al telaio tramite cerniere, costituendo complessivamente un meccanismo articolato ad accostamento angolare.

Definita la geometria dei bracci del dispositivo di presa, si procede con lo studio cinematico, allo scopo di scrivere le relazioni che legano le velocità e le accelerazioni dei punti di interesse del meccanismo. La velocità di avanzamento del *rover* è un parametro che viene scelto in base a considerazioni legate al moto del *rover*. Nota questa velocità, considerata costante, si osservi che, in un moto relativo al telaio, questa è uguale ed opposta a quella del respingente, una volta a contatto contro il masso.

Si suppone di afferrare un oggetto di forma sferica, in una situazione di presa simmetrica, e si va ad esaminare la distribuzione delle velocità nel meccanismo.

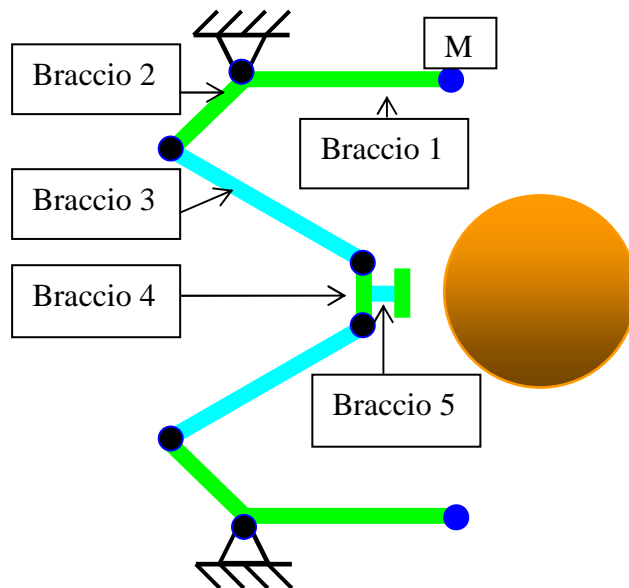


Figura 5-19: Schema cinematico del sistema di presa

In figura 5-19 viene rappresentato lo schema cinematico del meccanismo di presa indicando con il punto M la cerniera sulla quale verrà montata la mano.

In seguito verrà presa in considerazione solo metà struttura, data la simmetria del dispositivo nell'ipotesi di presa simmetrica. Inoltre, dal momento che i Bracci 4 e 5 traslano linearmente, sotto l'effetto della spinta di contatto con l'oggetto in presa, è possibile ridurre ulteriormente lo schema della struttura concentrando lo studio ai soli bracci 1, 2 e 3. Il meccanismo esaminato, in questo caso, può essere assimilato ad un meccanismo biella manovella, come rappresentato in figura 5-20. Infatti, se si considera che il Braccio 1-2 è un membro rigido, a squadra, vincolato con una cerniera

nel punto O al telaio, si ha che il tratto O-B funge da manovella. Mentre il Braccio 3 è a tutti gli effetti una biella. Nell'ipotesi considerata, di una presa simmetrica, il punto A si muove lungo una traiettoria rettilinea a velocità costante, che assumiamo pari a 0.5 m/s.

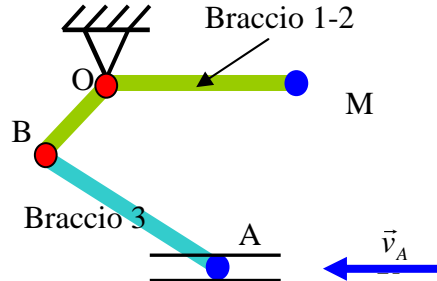


Figura 5-20: Schema cinematico del sistema assimilabile al dispositivo biella-manovella

Considerando i punti O e B appartenenti al corpo rigido manovella, si calcola la velocità assoluta del punto B applicando la formula fondamentale della cinematica:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_O + \vec{v}_{B/O} = \vec{v}_{B/O} \quad (5.12)$$

La manovella ruota intorno all'asse O fisso, pertanto $\vec{v}_O = 0$.

Il vettore velocità di B, \vec{v}_B , ha direzione perpendicolare a \overline{OB} , il suo verso è coerente con il verso della velocità angolare ω_1 e il suo modulo pari a:

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{OB} \quad (5.13)$$

La velocità per ogni altro punto generico P della manovella vale:

$$v_P = \omega_1 \cdot l_{OP} \quad (5.14)$$

Tale vettore ha direzione perpendicolare al raggio, mentre per quanto riguarda il punto M in corrispondenza del quale viene montato l'organo di presa si ha:

$$v_M = \omega_1 \cdot l_{OM} \quad (5.15)$$

In figura 5-21 si ha una rappresentazione qualitativa della distribuzione delle velocità sul Braccio 1.

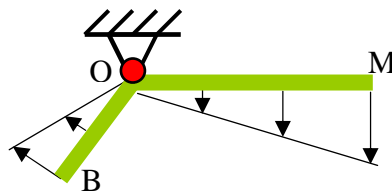


Figura 5-21: Distribuzione delle velocità sul braccio 1-2

Considerando i punti A e B appartenenti al corpo rigido biella si procede col calcolo della velocità assoluta del punto A, applicando la formula fondamentale della cinematica dei corpi rigidi, espressa nella forma seguente:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_B + \vec{v}_{A/B} \quad 5.16)$$

Analizzando i termini di questa relazione, si può asserire che del vettore velocità \vec{v}_A si conosce il suo modulo, la sua direzione e il suo verso, del vettore velocità \vec{v}_B è nota la sua direzione e infine indicando con $\vec{v}_{A/B}$ la velocità relativa di rotazione di B rispetto ad A, si conosce la sua direzione, che risulta perpendicolare ad \overline{BA} , e il suo modulo che è pari a:

$$v_{A/B} = \omega_2 \cdot l_{AB} \quad 5.17)$$

Si riportano in tabella le informazioni sopradette sui vettori con le proprie caratteristiche (modulo direzione e verso) note.

Tabella 8: Moduli, direzioni e versi dei vettori velocità del cinematismo

	\vec{v}_A	\vec{v}_B	$\vec{v}_{A/B}$
Modulo	$v_A = 0.5 \text{ m/s}$	$v_B = \omega_1 \cdot l_{OB}$	$v_{A/B} = \omega_2 \cdot l_{AB}$
Direzione	Orizzontale sul piano del meccanismo	$\perp \overline{OB}$	$\perp \overline{AB}$
Verso	\leftarrow	\nwarrow	?

La rappresentazione grafica di questa relazione consente di ricavare i vettori \vec{v}_B e $\vec{v}_{A/B}$

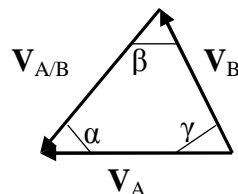


Figura 5-22: Rappresentazione del triangolo delle velocità del sistema

Se si considera l'istante iniziale con meccanismo di presa aperto, quando il respingente entra in contatto con l'oggetto da afferrare, se la velocità di avanzamento del rover è di 0.5 m/s, gli angoli del triangolo delle velocità assumono i seguenti valori:

$$\alpha = 52^\circ \quad \beta = 98^\circ \quad \gamma = 30^\circ \quad 5.18)$$

Noti i versi di tutti e tre i vettori di velocità e gli angoli del triangolo che essi formano, si procede con il calcolo dei moduli.

Applicando il teorema dei seni al triangolo delle velocità, rappresentato in figura 5-22, per gli angoli della 5.18), si è in grado di conoscere il modulo dei vettori velocità.

Esprimendo il teorema del seno come:

$$\frac{v_B}{\sin(\alpha)} = \frac{v_A}{\sin(\beta)} = \frac{v_{A/B}}{\sin(\gamma)} \quad 5.19)$$

Si trovano i seguenti moduli per i vettori $\vec{v}_{A/B}$ e \vec{v}_B .

$$v_B = 0.4 \text{ m/s} \quad v_{A/B} = 0.3 \text{ m/s} \quad 5.20)$$

note queste velocità è possibile ricavare le velocità angolari dei bracci 1 e 2

$$\omega_1 = \frac{v_B}{\overline{OB}} = 2 \text{ rad/s} \quad \omega_2 = \frac{v_{A/B}}{\overline{BA}} = 0.53 \text{ rad/s} \quad 5.21)$$

Dalla 5.15) si ricava la velocità del punto M:

$$v_M = 1.39 \text{ m/s} \quad 5.22)$$

Noto ω_2 siamo in grado di conoscere le velocità di tutti i punti appartenenti alla biella A-B

In figura 5-23 si riporta l'andamento della velocità del punto M in funzione di quella del punto A.

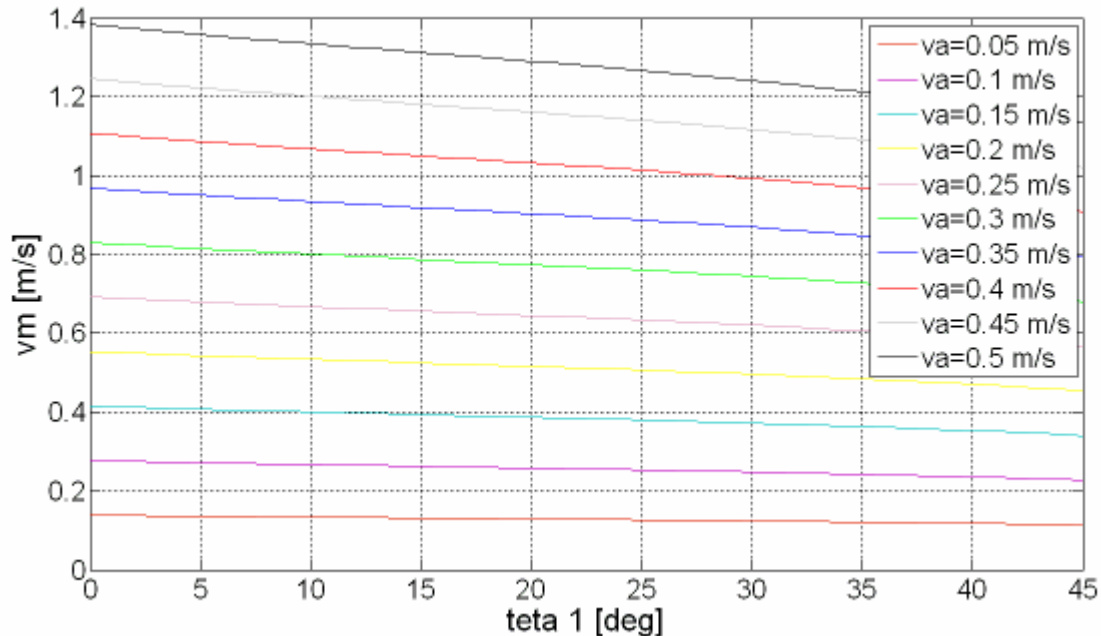


Figura 5-23: andamento della velocità v_m del punto M durante l'operazione di presa per diverse velocità di A.

Si procede ora con lo studio delle accelerazioni, calcolando l'accelerazione assoluta del punto B, applicando il teorema di Rivals al punto B considerandolo appartenente al Braccio 1.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B/On} + \vec{a}_{B/Ot} = \vec{a}_{B/On} + \vec{a}_{B/Ot} \quad 5.23)$$

Poiché la cerniera nel punto O è fissata al telaio l'accelerazione in quel punto è nulla, pertanto si scrive:

$$\vec{a}_O = 0 \quad 5.24)$$

Degli altri quattro termini della 5.23) si possono scrivere le seguenti relazioni per il calcolo dei loro moduli:





$$\begin{aligned} a_{B/On} &= \omega_1^2 \cdot l_{OB} & a_{B/Ot} &= \dot{\omega}_1 \cdot l_{OB} \\ a_{A/Bn} &= \omega_2^2 \cdot l_{AB} & a_{A/Bt} &= \dot{\omega}_2 \cdot l_{AB} \end{aligned} \quad 5.25)$$

Si scrive ora la relazione dell'accelerazione assoluta del punto A, applicando il teorema di Rivals al punto A e considerando i punti A e B appartenenti al corpo rigido biella. Si può dunque scrivere:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{B/On} + \vec{a}_{B/Ot} + \vec{a}_{A/Bn} + \vec{a}_{A/Bt} \quad 5.26)$$

Riportando in tabella le caratteristiche note di tutti i vettori appartenenti alla relazione si è in grado di costruire il poligono dei vettori accelerazione, illustrato in figura 5-24, dal quale attraverso calcoli vettoriali si potranno conoscere tutti i moduli dei vettori.

Tabella 9 – Moduli, direzioni e versi dei vettori accelerazione del cinematismo

	$\vec{a}_{B/On}$	$\vec{a}_{B/On}$	$\vec{a}_{B/Ot}$	$\vec{a}_{A/Bn}$	$\vec{a}_{A/Bt}$
Modulo	0	$\omega_1^2 \cdot l_{OB}$	$\dot{\omega}_1 \cdot l_{OB}$	$\omega_2^2 \cdot l_{AB}$	$\dot{\omega}_2 \cdot l_{AB}$
Direzione	-	$// \overline{OB}$	$\perp \overline{OB}$	$// \overline{AB}$	$\perp \overline{AB}$
Verso	-				

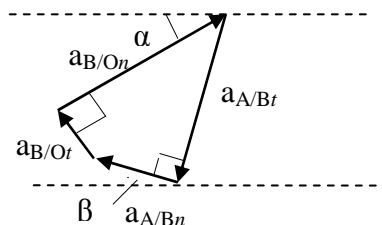


Figura 5-24: Poligono dei vettori accelerazione

5.4 Forze sul meccanismo durante una fase di presa simmetrica

Si suppone che la fase di presa venga effettuata a velocità costante e limitata di avanzamento del *rover*. L'ordine di grandezza di tale velocità è di qualche decimo di metro al secondo. I bracci del meccanismo in presa sono soggetti ad accelerazione che verrà trascurata visto i valori esigui di velocità. Questo, pur provocando delle accelerazioni angolari sui bracci data la geometria definita, consente di trascurare le accelerazioni.

Viene illustrata ora un'analisi delle forze scambiate tra gli elementi del sistema durante l'operazione di presa.

In figura 5-25 è riportato il diagramma di corpo libero del sistema nel momento in cui il *rover* procedendo in assetto ribassato incontra l'oggetto da recuperare, sempre ipotizzando un avanzamento a velocità costante.

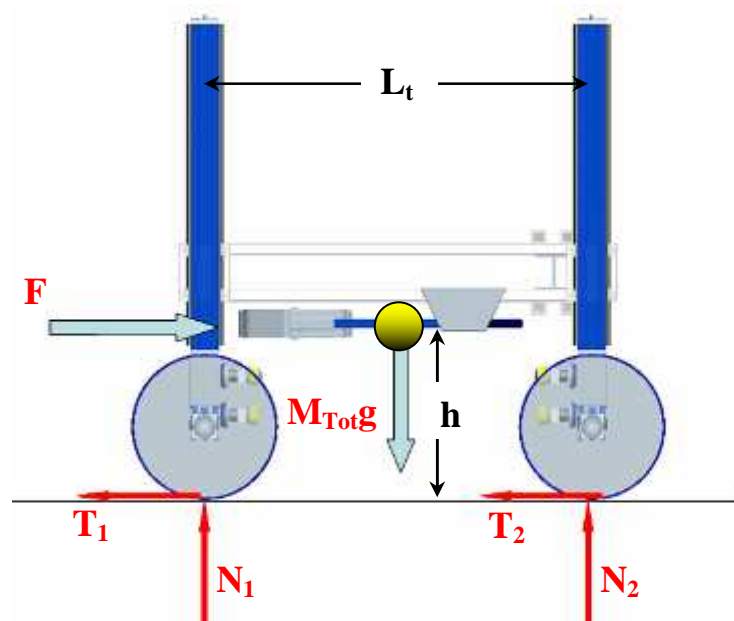


Figura 5-25: Diagramma di corpo libero del rover

Vengono riportate di seguito le equazioni di equilibrio del sistema.

$$F_b - 2T_1 - 2T_2 = 0 \quad 5.27)$$

$$2N_1 + 2N_2 - M_{Tot}g = 0 \quad 5.28)$$

$$F_b \cdot h + 2N_1 \cdot L_t - M_{Tot}g \cdot \frac{L_t}{2} = 0 \quad 5.29)$$

$$T_1 = f_{rt} \cdot N_1 \quad 5.30)$$

$$T_2 = f_{rt} \cdot N_2 \quad 5.31)$$

Dove si sono indicati con:

h = Altezza del baricentro del sistema dal suolo

L_t = Passo del rover

M_{Tot} = Massa totale del rover

f_{rt} = Coefficiente d'attrito ruota terreno

Nel momento in cui le estremità dei bracci 1 arrivano a contatto con l'oggetto, nel punto di contatto tra il braccio 1 e il masso si genera la forza di chiusura F_m , come illustrato in figura 5-26.

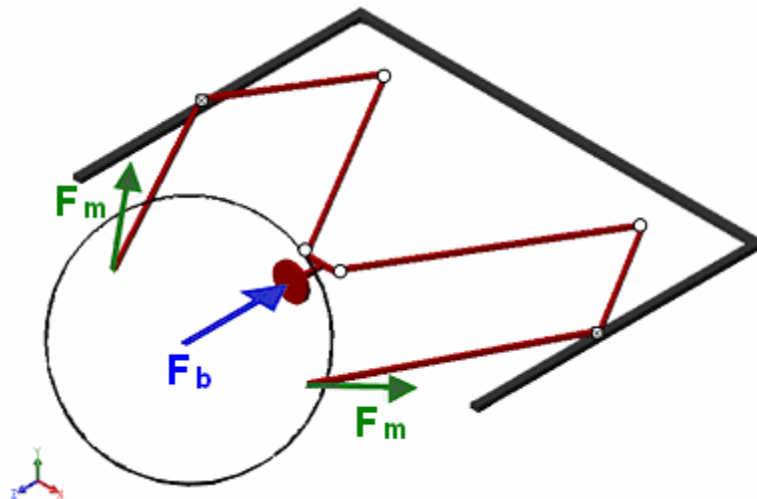


Figura 5-26: Forze nei punti di contatto con l'oggetto in presa

Di seguito si riportano i diagrammi di corpo libero dei bracci del sistema, nel momento in cui si completa la presa.

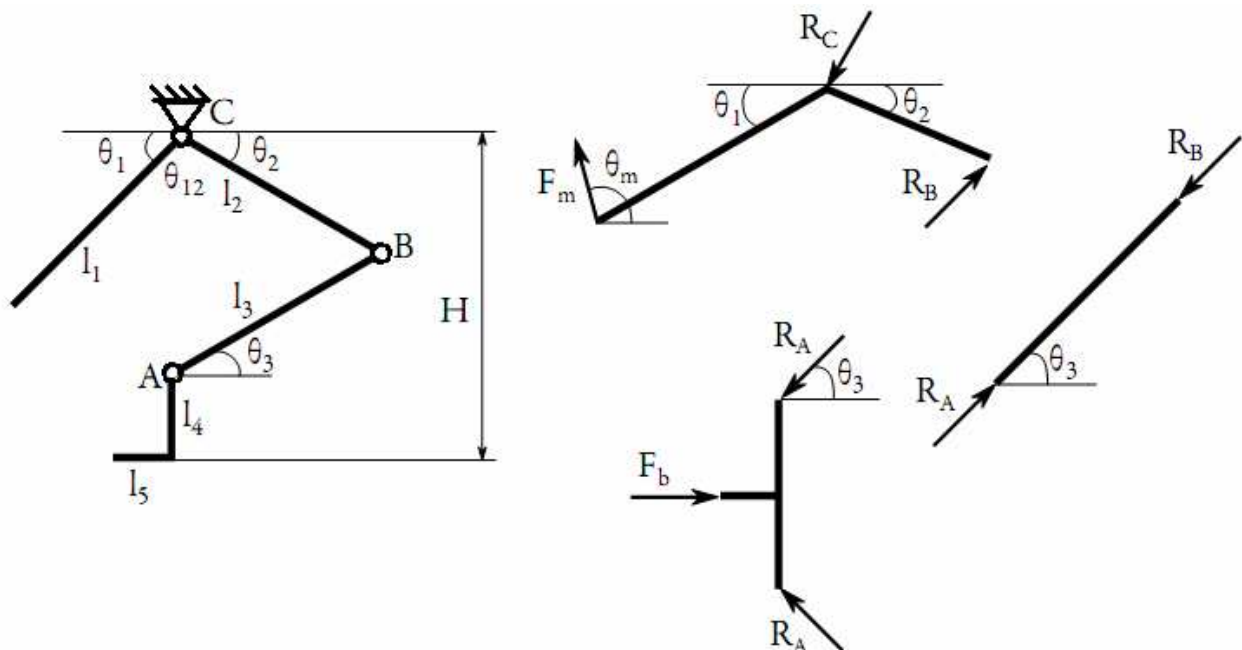


Figura 5-27: Diagramma di corpo libero, relativo a metà sistema di presa, durante una presa simmetrica di un oggetto di forma sferica.

Nota la geometria del dispositivo possiamo scrivere le equazioni di equilibrio delle varie parti del sistema indicando con θ_m l'angolo di inclinazione, rispetto all'orizzontale, della retta d'azione della forza F_m scambiata tra il punto M e l'oggetto in presa.

L'equilibrio alla traslazione orizzontale dei bracci 4 e 5 è pari a:

$$F_b = 2R_A \cdot \cos(\theta_3) \quad 5.32)$$

L'equilibrio alla traslazione del braccio 3 è pari a:

$$R_A - R_B = 0 \quad 5.33)$$

L'equilibrio alla rotazione dei bracci 1 e 2 considerando come polo la cerniera C è pari a:

$$R_B \cdot l_2 \cdot \sin(\theta_3 + \theta_2) - F_m \cdot l_1 \cdot \sin(\theta_m - \theta_1) = 0 \quad 5.34)$$

Dalle quali si ricava la relazione che lega la forza F_m con la forza F_b agente sul respingente:

$$F_m := \frac{l_2 \cdot \sin(\theta_3 + \theta_2)}{2l_1 \cdot \cos(\theta_3) \cdot \sin(\theta_m - \theta_1)} \cdot F_b \quad 5.35)$$

Con:

$$\begin{cases} \theta_1 = \arccos\left(\frac{H - R}{l_1}\right) \\ \theta_2 = \pi - (\theta_1 + \theta_{12}) \\ \theta_3 = \arcsin\left(\frac{H - l_4 - l_2 \cdot \sin(\theta_2)}{l_3}\right) \end{cases} \quad 5.36)$$

Si riporta in figura 5-28 l'andamento della forza F_m al variare dell'angolo θ_m .

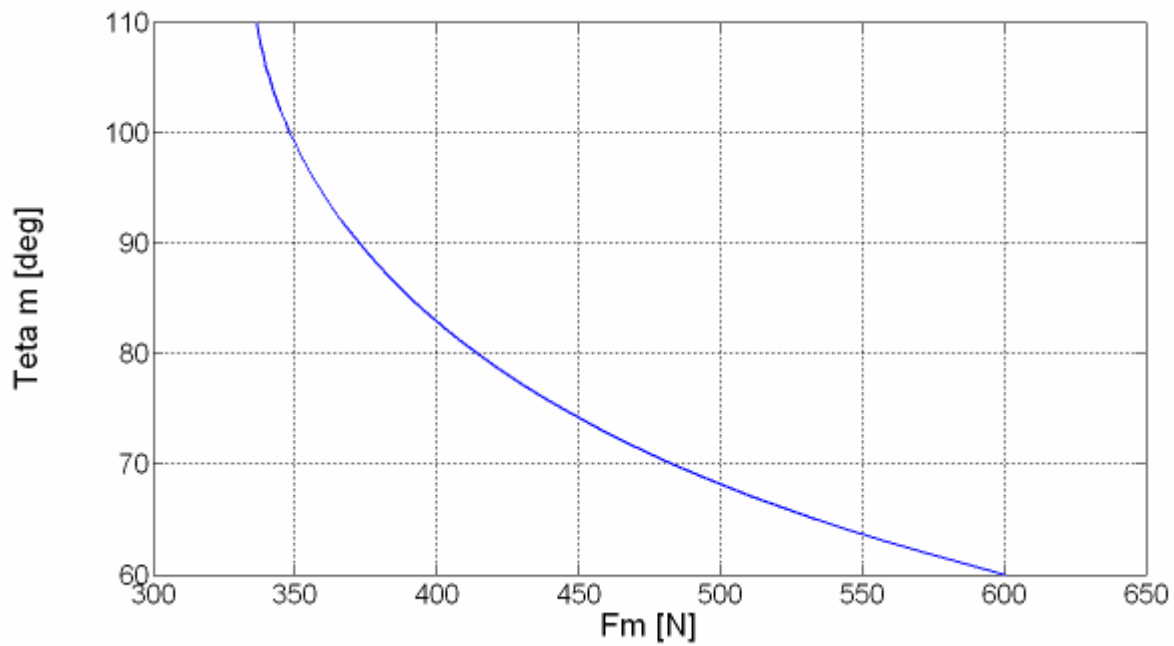


Figura 5-28: Andamento della forza F_a al variare dell'angolo θ_m

5.5 Analisi numerica strutturale del dispositivo di presa

Studi agli elementi finiti sono stati condotti sul dispositivo di presa allo scopo di verificarne la resistenza sotto carico. In particolar modo sono state analizzate le condizioni più gravose, considerando il sollevamento di un oggetto del peso di 785N che corrisponde ad una massa di 80 kg in ambiente terrestre e 500 kg in campo gravitazionale lunare.

Lo studio ha interessato l'analisi strutturale statica del meccanismo, supponendo la presa di un oggetto di forma sferica, con movimento di presa simmetrica, come illustrato in figura 5-29.

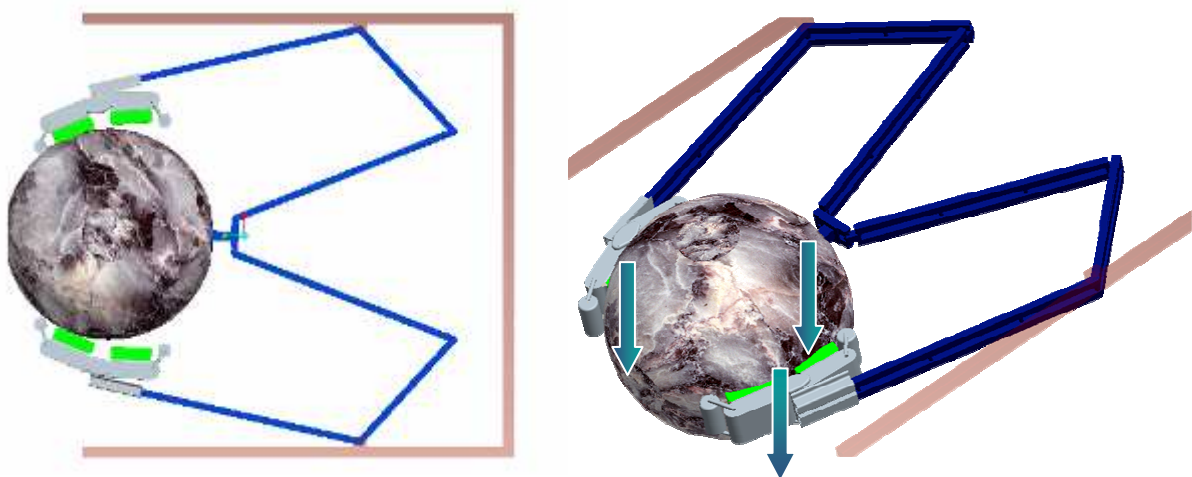


Figura 5-29: Presa simmetrica di un oggetto di forma sferica

Come descritto nel paragrafo 5.2, l'oggetto più grande di cui si richiede la presa da parte del *rover* ha un peso di 785 N a cui corrisponde, considerando la densità media della roccia lunare pari a 3345 kg/m^3 , una sfera equivalente di diametro di 0.65 m.

La modellazione è stata eseguita discretizzando il sistema con elementi tridimensionali esaedrici e sfruttando le condizioni di simmetria del meccanismo, come mostrato in figura 5-30. Lo studio è stato svolto vincolando il meccanismo in corrispondenza delle cerniere, che uniscono il sistema di presa con il telaio, e ripartendo opportunamente il carico sui due palmi e sul respingente, nei punti di contatto con l'oggetto.

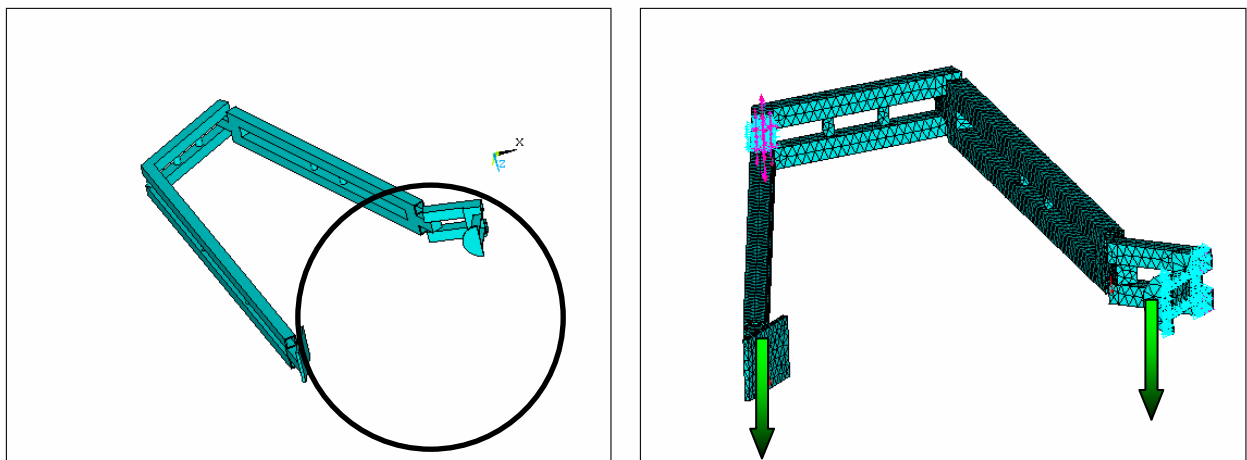


Figura 5-30: Modello FEM e condizioni al contorno del sistema di presa

Il materiale scelto per la simulazione statica del dispositivo di presa è una lega di alluminio denominata Anticorodal 110 di cui si riportano in tabella le proprietà meccaniche.

Materiale	σ_{sn} [MPa]	σ_r [MPa]
Anticorodal-110	310	350

Qui di seguito vengono riportati i risultati delle analisi effettuate, considerando la presa simmetrica di un oggetto di forma sferica, di diametro pari a 650 mm.

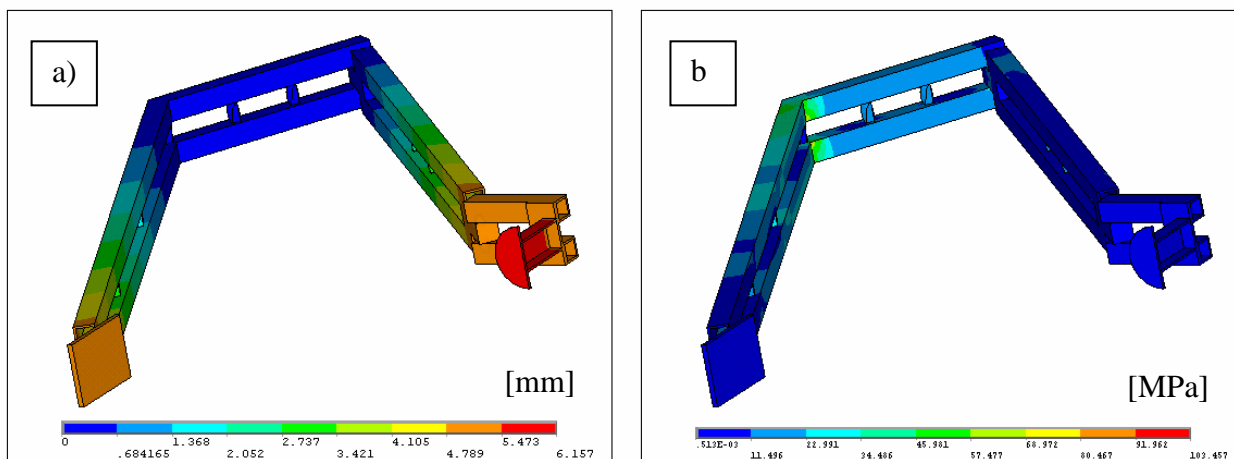


Figura 5-31: Risultati della analisi statica eseguita sul dispositivo di presa nelle condizioni di carico più critiche: a) rappresentazione isocolore degli spostamenti; b) rappresentazione isocolore delle sollecitazioni di Von Mises.

Dalla figura 5-31 si vede come il massimo spostamento, dovuto alla deformazione sotto carico del braccio, si manifesta sul battente e ha un'entità di circa 6 mm. Per quanto riguarda la sollecitazione sempre in figura si vede come questa abbia un'entità, se calcolata secondo Von Mises, di circa 104 MPa, largamente inferiore a quello limite ammissibile per il materiale utilizzato.

5.6 L'organo di presa: la mano

Il dispositivo di presa è munito alle sue estremità (punto M) di due mani cedenti auto-adattative, come rappresentato in figura 5-5.

Le mani del *rover* sono state ideate traendo spunto dai palmi del geco. Esse hanno attirato l'attenzione per la capacità di aderire a superfici di geometria non nota a priori. Diversi autori hanno dimostrato che le forze attrattive che tengono i gechi aderenti a superfici anche verticali e di bassa rugosità, sono dovute alle finissime setae presenti nelle zampe [75][76], come mostrato in figura 5-33.



Figura 5-32: Palmo di geco [77]

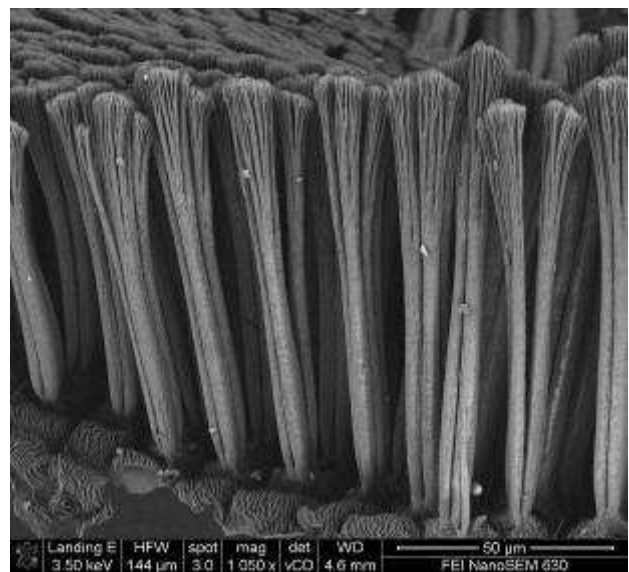


Figura 5-33: Ingrandimento al microscopio delle setae distribuite sul palmo del geco [78]

Si cerca, pertanto, di studiare una mano di presa assimilabile al palmo del geco, da applicare al *rover* operaio. L'idea che vede una serie di elementi in grado di seguire la superficie dell'oggetto in presa è stata utilizzata anche dalla N.A.S.A. che ha realizzato una mano di presa che potesse adattarsi a svariate forme di oggetti. Tale sistema prende il nome di “Conformal Gripper” [79] ed ha due piastre che fanno da supporto ad una matrice di tasti capace di conformarsi alla superficie del corpo da afferrare, come in figura 5-34.



Figura 5-34: Matrice di tasti del Conformal Gripper. [79]

Per il *rover* operaio si è ideata una mano con una matrice di chiodi per replicare, in scala macroscopica, il palmo del geco e sfruttare le asperità dell'ordine del millimetro presenti sull'oggetto.

Il palmo di questa mano è costituito da tre piastre, due delle quali forate per consentire l'alloggiamento dei chiodi come rappresentato in figura 5-35.



Figura 5-35: Particolare della matrice chiodata della "mano" del sistema di presa.

Per ottenere la movimentazione dei chiodi e consentire così di aderire alla superficie del corpo da afferrare, è stato posto un materiale elastico in grado di spingere i chiodi contro l'oggetto, come rappresentato nelle figure 5-36 e 5-37. All'abbandono della presa i chiodi recuperano la configurazione iniziale per riadattarsi alla superficie dell'oggetto durante l'afferraggio successivo.



Figura 5-36 e Figura 5-37 *Mani in presa di oggetti di diversa forma.*

Poiché lo scopo è quello di prelevare massi di diverse entità e geometrie, questa soluzione si è rivelata idonea, in quanto consente di prendere e manipolare oggetti di forma generica senza dover cambiare di volta in volta gli organi di presa. Come riportato in figura 5-36 l'organo di presa aderisce con efficacia anche a corpi di superficie liscia.

Contemporaneamente al palmo appena descritto, si è sviluppato un altro organo di presa che sfrutta lo stesso principio di funzionamento. In questo altro prototipo l'energizzazione elastica dei chiodi tastatori è stata ottenuta con molle posizionate su ogni singolo chiodo. Nella figura 5-38 è possibile vedere il prototipo a bordo di un robot ABB IRB 120.



Figura 5-38: *Pinza con palmi chiodati montati su un robot di tipo industriale.*

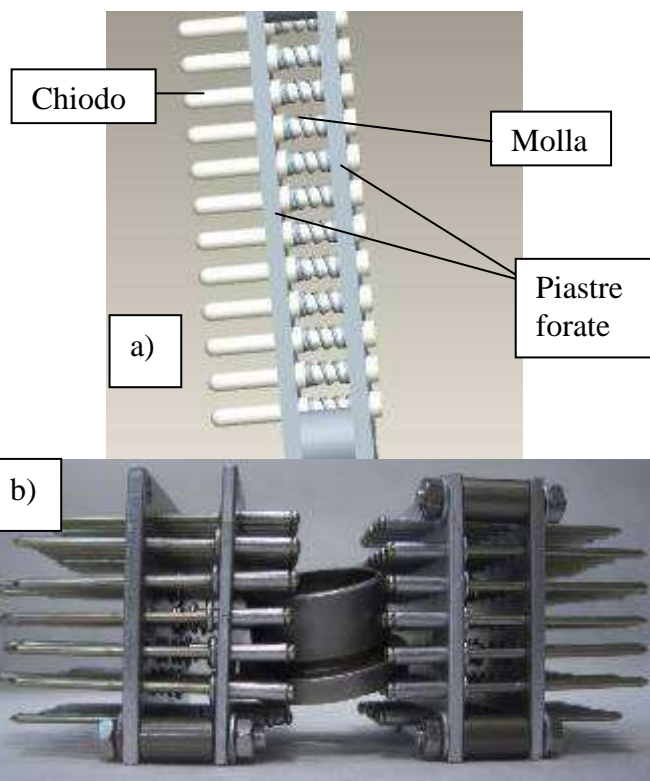


Figura 5-39: *a) Modello CAD della mano con molle. b) Prototipo con oggetto in presa di forma generica*

6 LE RUOTE

6.1 Introduzione

Il suolo lunare, ricoperto da regolite, è notevolmente friabile, presentando una notevole disomogeneità anche di aree prossime tra loro. La scelta del tipo di ruota da impiegare sui veicoli di superficie lunare richiederebbe l'uso di sistemi pneumatici speciali, in grado di adattarsi alle asperità del terreno, di mantenere una buona presa sui fondi regolitici e adattarsi a variazioni estreme di temperatura. Sebbene le ruote pneumatiche abbiano mostrato le loro notevoli capacità in ambienti terrestri risultano assolutamente inadatte alle estreme condizioni lunari che impongono la necessità d'impiego di soluzioni diverse da quelle pneumatiche.

Di seguito si discuteranno alcuni cenni sullo sviluppo degli pneumatici dall'origine fino ai giorni nostri, successivamente si illustreranno alcuni esempi, tra i più significativi, di ruote per uso extraterrestre.

6.2 Cenni sulla storia dello pneumatico

La storia degli pneumatici ha inizio intorno alla prima metà dell'ottocento, e da allora la ruota pneumatica ha subito numerose evoluzioni fino ad arrivare ai modelli sempre più performanti e affidabili che oggi conosciamo.

Il primo brevetto di pneumatico, depositato nel 1846 a Londra, fa riferimento ad una ruota con rivestimento tubolare in cuoio con all'interno una camera d'aria in gomma gonfiabile, che venne montato su carrozze trainate da cavalli. Questo tipo di ruota non ebbe molto successo e si dovette aspettare quaranta anni per avere le prime significative applicazioni sulle biciclette.

Sempre nello stesso periodo si formularono le prime mescole a base di caucciù e zolfo, che consentirono un utilizzo efficace della gomma naturale per uso automobilistico. Con lo sviluppo delle carrozze a motore l'industria sentì la necessità impellente di migliorare la tecnologia della ruota e in tutto il mondo fu un fiorire di innovazioni. Verso la fine del 1800 gli pneumatici vengono rinforzati con fibre di cotone e i progressi raggiunti sono tali che si inizia ad utilizzarli in campo automobilistico, ma solo nel 1930 si impongono definitivamente rimpiazzando la gomma piena. È da notare come, fin dal 1903, si sia brevettato uno pneumatico privo di camera d'aria, benché la mancanza di una tecnologia adeguata ne abbia ritardato di mezzo secolo la realizzazione. Nella prima metà del 1900 lo sviluppo delle carcasse degli pneumatici, grazie all'uso delle tele, raggiunge

risultati tali da consentirne un utilizzo in campo aeronautico. Nell'immediato dopoguerra l'utilizzo di materiali sintetici quali rayon, nylon, poliestere e l'impiego di cavi metallici hanno conferito alla carcassa caratteristiche sempre migliori. Successivamente la ricerca si è concentrata nello studio dell'accoppiamento gomma cerchione, sviluppando pneumatici rinforzati sui fianchi in grado di rimanere operativi anche in caso di foratura.

Nei primi anni del XXI secolo sono state presentate le prime ruote non convenzionali per uso automobilistico. La scienza dei materiali e la tecnica di calcolo e modellazione hanno reso possibile lo sviluppo e la realizzazione di ruote non pneumatiche in grado di riprodurre le caratteristiche di tenuta di strada, adattamento al terreno e smorzamento degli urti e dei sobbalzi, che hanno determinato la straordinaria diffusione delle configurazioni pneumatiche in ogni applicazione [80].

6.3 Le ruote non pneumatiche

Parallelamente allo sviluppo della ruota pneumatica sono state studiate soluzioni alternative che non coinvolgessero l'uso dell'aria [81]. Tuttavia, le conoscenze e la tecnologia esistente non riuscirono ad eguagliare le prestazioni della ruota pneumatica, e quest'ultima si impose molto velocemente.

Durante gli anni dell'era spaziale, si svilupparono i mezzi di locomozione come supporto agli equipaggi e in tale ambito venne rivalutata la ruota non pneumatica, studiando modelli atti a migliorare le caratteristiche di adattabilità alle asperità del suolo extraterrestre [82].

In questo lavoro si è stato studiato il concetto di ruota non pneumatica, tenendo presente le condizioni estreme in cui il *rover* è chiamato ad operare.

Possono essere delineati tre tipi di sistemi non pneumatici:

- le ruote piene;
- le ruote con anima in schiuma espansa;
- le ruote con elementi strutturali deformabili;

Le ruote completamente piene sono costituite da gomme relativamente deformabili, ampiamente utilizzate in applicazioni ad elevato rischio di foratura e usura, come cantieri edili e minerari, ambienti, questi, in cui non sono richieste alte velocità particolarmente elevate.

Le ruote con anima in schiuma sono costituite da un involucro esterno in gomma con all'interno un'anima in schiuma poliuretanica a celle chiuse. In queste ruote l'anima conferisce alla struttura una elasticità interna superiore a quella delle precedenti.

Nelle ruote del terzo tipo, con elementi strutturali deformabili, la funzione svolta dall'aria di un pneumatico viene interamente demandata ad una particolare configurazione strutturale in grado di deformarsi elasticamente e di restituire l'energia accumulata. Negli ultimi anni, questo tipo di ruote

ha fatto registrare un crescente interesse in ambito scientifico, portando allo sviluppo di diversi modelli con configurazioni tali da rispettare numerose specifiche. Nonostante le diverse configurazioni che possono essere assegnate alla struttura deformabile delle ruote non pneumatiche, gli elementi resistenti presentano caratteristiche comuni, legate alla natura stessa dei materiali e alla geometria scelta.

Le ruote con elementi strutturali deformabili presentano alcuni importanti vantaggi:

- l'assenza di aria scongiura la possibilità di forature, evitando collassi repentini e garantendo in caso di rottura, comunque, un certo grado di funzionalità;
- queste ruote non necessitano di un rivestimento atto a contenere alte pressioni interne; studiando opportunamente la geometria e i materiali la ruota può presentare masse inferiori rispetto ad un normale pneumatico.
- queste ruote presentano maggiore resistenza e tolleranza all'usura o ai danni subiti in esercizio. utilizzando particolari polimeri si rendono i fenomeni di degradazione più lenti, o trascurabili;
- l'impossibilità di esplosioni e di possibili cedimenti migliora la sicurezza del mezzo durante le operazioni di esercizio;
- si richiede una minore manutenzione, non necessitando di un periodico controllo della pressione: infatti, un pneumatico destinato ad operare in ambiente ostile, caratterizzato dalla quasi totale assenza di atmosfera e da forti variazioni di temperatura, sarebbe soggetto a fenomeni di permeazione dell'aria contenuta in esso, perdendo l'efficacia di funzionamento.

Le ruote non pneumatiche ad elementi deformabili, pur presentando numerosi vantaggi, hanno ancora alcuni punti deboli:

- il continuo e rapido passaggio da condizioni indeformate a condizioni di instabilità, e viceversa. In queste condizioni operative si instaurano delle vibrazioni, che, seppur smorzate naturalmente, crescono in ampiezza al crescere della velocità di rotazione, con il rischio di danneggiamento della struttura.
- Il continuo passaggio tra diversi stati di deformazione, seppur prevalentemente elastica, non restituisce completamente l'energia immagazzinata, determinando un aumento di temperatura. Questo fatto, riscontrato nelle configurazioni a ruote piene, o dove l'aria è sostituita da altro mezzo, può essere causa di un pericoloso decadimento delle caratteristiche elastiche e, conseguentemente, dei carichi sopportabili.
- Sebbene la struttura permetta un'ampia flessibilità nella modellazione degli elementi deformabili, per ottenere le prestazioni richieste, una volta realizzata non può essere modificata, come avviene nel caso di una ruota pneumatica nel momento in cui si cambia la pressione, adattandola a nuove condizioni di carico.

- La tecnologia, ancora non ampiamente diffusa, non ha un elevato grado di affidabilità.

Tali tipologie di ruote possono essere considerate nell'ambito dei sistemi per un utilizzo non convenzionale; in particolare, in tutte quelle applicazioni che non richiedono elevate velocità e dove si ha un alto rischio di danni disastrosi per i pneumatici convenzionali. Queste ruote sono, quindi, particolarmente indicate per veicoli per movimento terra, operanti in cantieri, miniere o siti di demolizione, dove i detriti possono facilmente mettere fuori uso una ruota convenzionale; oppure, con particolari accorgimenti, in applicazioni in cui la foratura di una gomma mette a rischio la vita del personale o dell'equipaggiamento, come nelle missioni spaziali o in scenari di combattimento.

6.4 *Le ruote in campo spaziale*

Prima degli anni 60, quando ancora non erano note nel dettaglio le caratteristiche fisiche della superficie lunare, era difficile avanzare ipotesi relative alla consistenza del suolo lunare, di conseguenza erano numerosi gli interrogativi che i progettisti si ponevano sulla possibilità di movimentare i veicoli di superficie con ruote.

In quegli anni furono studiati i primi prototipi di veicoli lunari, questi erano stati ideati con ruote munite di tacchetti, sulla superficie esterna del battistrada. Lo scopo dei tacchetti era quello di creare una superficie di taglio sul suolo più lunga e più profonda, sviluppando una forza propulsiva maggiore rispetto a quella generata da una comune ruota.

Le estreme condizioni dello spazio, e dell'ambiente lunare spinsero i ricercatori verso lo studio di ruote non pneumatiche [82], quando ancora la tecnologia dei pneumatici tradizionali era in pieno sviluppo, e prometteva ancora infinite possibilità. Nello spazio si dovettero considerare le problematiche relative all'estremo gradiente termico al quale, lo stesso componente può essere soggetto a seconda dell'esposizione alla luce del sole. Questo, nel caso di un pneumatico tradizionale può essere causa di forti gradienti di pressione al suo interno oltre a provocare fenomeni di permeazione dell'aria in esso contenuta. Divenne, dunque, fondamentale sviluppare materiali e strutture di ruote che riproducessero il comportamento di un pneumatico tradizionale in ambiente ostile. Nello sviluppo dei primi *rover* l'aspetto più impegnativo che gli ingegneri aerospaziali dovettero affrontare fu proprio la progettazione di ruote flessibili da applicare ai veicoli spaziali.

Nei primi anni 70, i veicoli lunari impiegati con successo nelle numerose missioni lunari furono tre Lunokhod, LRV e MET, riportati in figura 6-1.

Il Lunokhod è stato il primo *rover* esploratore della storia aerospaziale. Costruito da un'azienda Russa, aveva una massa di 800 Kg ed era in grado di raggiungere una velocità massima di 2 km/h. Questo rover era dotato di otto ruote costruite con tre cerchi metallici rigidi rivestiti e tenuti insieme da un battistrada realizzato con una rete metallica. Sulla superficie esterna del battistrada erano presenti delle palette per facilitarne la movimentazione sul soffice terreno lunare. I raggi erano realizzati con fili metallici disposti in maniera non radiale rispetto al mozzo.

Il LRV, utilizzato nelle ultime tre missioni Apollo, era un veicolo destinato al trasporto di equipaggio. Questo veicolo di massa totale pari a 700 kg poteva raggiungere una velocità massima di 16 km/h. Era dotato di quattro ruote motrici, strutturalmente costituite da una maglia flessibile di fili metallici posta all'esterno di un telaio rigido. Sul battistrada erano state aggiunte delle placche in titanio allo scopo di aumentare la presa.

Il MET, *rover* Americano, venne utilizzato per il trasporto di strumentazione e di piccoli campioni di roccia raccolti dagli astronauti durante la missione apollo 14. Si trattava di un carrello con una massa di circa 75 kg e veniva trainato dagli astronauti. Le due ruote di cui era fornito, erano realizzate in gomma liscia, con camera d'aria riempita d'azoto.

In figura 6-1 vengono illustrati i tre *rover* sopradescritti, con le missioni svolte e le principali caratteristiche.




Vehicle:	Lunokhod	MET	LRV
Missions:	Luna 17, Nov 1970 Luna 21, Jan 1973	Apollo 14, Feb 1971	Apollo 15, July 1971 Apollo 16, April 1972 Apollo 17, Dec 1972
			
Control:	Teleoperated	Towed by astronauts	Onboard joystick
Max speed:	2 km/hr	~4 km/hr	16 km/hr
Loaded mass:	~800 kg	~75 kg	~700 kg
Configuration:	8 traction wheels	2 free wheels	4 traction wheels
Max distance:	37 km	~3 km	36 km

Figura 6-1: Rappresentazione e principali caratteristiche dei primi e unici rover ad aver prestato servizio sulla Luna [82]

Come si può notare dalle caratteristiche riportate in figura 6-1, si tratta di tre veicoli molto diversi tra loro, ciascuno di essi fu progettato per svolgere una ben precisa missione: l'esplorazione del suolo lunare (Lunokhod); il trasporto di persone (LRV); il trasporto di strumentazione e campioni di roccia (MET). Le ruote di cui erano dotati questi veicoli presentavano disegni molto diversi tra loro. In figura 6-2 vengono riportate le caratteristiche delle ruote utilizzate su questi rover.



Vehicle:	Lunokhod	MET	LRV
			
Mass:	2.7 kg	1.86 kg	5.48 kg
Diameter:	51.0 cm	40.6 cm	81.8 cm
Width:	20.0 cm	10.2 cm	22.9 cm
Deflection:	none	~2.54 cm	~4.45 cm
Load path:	Rigid, wire carcass connected by spokes	Rubber carcass supported by nitrogen filled innertube (10.3 kPa)	Flexible, wire mesh carcass and stiff inner frame
Tread:	2.0 cm high, negligible coverage	None	0.279 mm high, 50% coverage
References:	[Gromov 2003] [Kemurdjian 1998] Photo by Serguei Matrossov	[NASA 1971] Photo courtesy of Dave Glenning, Goodyear	[GM 1970b] [GM 1971]

Figura 6-2: Le ruote usate nelle passate missioni lunari [82]

Sebbene le ruote montate sui diversi rover fossero profondamente diverse, tutte furono adeguate ed all'altezza dei compiti affidati.

6.5 Le ruote della NASA

I primi significativi studi di ruote non convenzionali risalgono ai primi anni 60, quando la NASA diede inizio al programma Surveyor; questo programma aveva come obiettivo quello di verificare la fattibilità di allunaggi morbidi in previsione delle missioni con equipaggio umano.

In quegli anni, GM DRL in collaborazione con la Goodyear Tire & Rubber Company (Goodyear) svilupparono diversi prototipi di ruota non convenzionale per il Lunar Roving Vehicle Surveyor (SLRV) (piccolo rover telecomandato utilizzato per esplorare la superficie lunare prima del programma Apollo), mostrate in figura 6-3. L'aspetto comune nel design delle ruote che furono proposte era rappresentato dalla carcassa, realizzata mediante l'intreccio di fili metallici, uniti in maniera tale da conferire alla ruota una forma simile a quella di un tradizionale pneumatico. L'utilizzo di ruote con carcassa metallica rappresentava, in quegli anni, la soluzione ideale per la movimentazione dei rover in ambiente lunare. Infatti, con questo tipo di ruote era possibile, ottimizzando lo spessore dei fili e il loro numero, conferire significative deformazioni alla struttura

stessa, fornendo al veicolo un'alta capacità di trazione, anche con la tenue forza gravitazionale, oltre a consentire una notevole riduzione del peso. Purtroppo i primi prototipi durante i test mostrarono una scarsa resistenza a fatica, e si dovettero sviluppare ulteriori studi per migliorarne la resistenza e la capacità di carico.

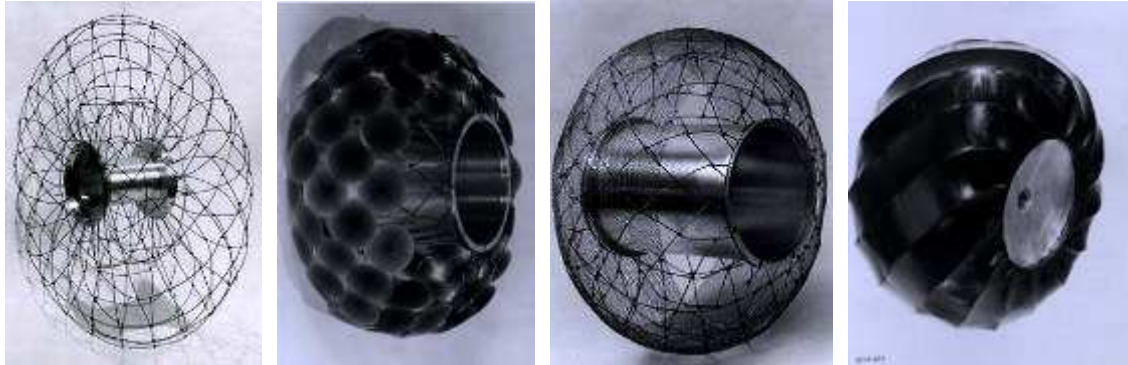


Figura 6-3: Prototipi di ruote realizzate dalla GM DRL e dalla Goodyear per il rover SLRV [82]

Tra il 1964 ed il 1965 la NASA sponsorizzò lo studio di un Lunar Laboratory Mobile (MOLAB), un veicolo pressurizzato per l'esplorazione a lungo raggio. Sempre la GM DRL in collaborazione con Goodyear si occuparono della progettazione delle ruote da applicare a tale veicolo [83]. Anche in questo caso vennero realizzate delle ruote costruite con una maglia di fili metallici più grandi e con maggiori capacità di carico di quelle precedenti. Tuttavia, il design di tali ruote non poteva essere facilmente potenziato per sostenere carichi più elevati: infatti, aumentando il diametro del filo si verificavano incrementi significativi delle sollecitazioni nei nodi, mentre, aumentando il numero di fili, aumentava la difficoltà di tessitura della ruota.

Nonostante queste limitazioni, il prototipo della ruota venne costruito e, in seguito, durante le prove, si constatò che a causa della conformazione dei fili e della configurazione dell'insieme, il prototipo non era in grado di sopportare il carico rappresentato dal veicolo. Per risolvere questo problema, GM DRL sviluppò una diversa tecnica di lavorazione dei fili e tessitura degli stessi. Questi accorgimenti furono sufficienti per il loro utilizzo sui tali rover.

Dal 1966 al 1967 la NASA finanziò la GM DRL per lo sviluppo di un Mobil Test Article (MTA), un prototipo del MOLAB per valutare le prestazioni di mobilità, simulando sulla terra le condizioni lunari [84]. La ruota non superò i test che prevedevano il funzionamento su superfici rocciose; ciò comportò la riprogettazione della ruota. I rinforzi interessarono la parte interna della ruota con l'introduzione di un telaio di irrigidimento in titanio, come illustrato in figura 6-4.



Figura 6-4: *Prototipo di ruota con maglia metallica e rinforzo interno in titanio sviluppata dalla GM DRL e dalla Goodyear per il prototipo del rover MOLA-B [82]*

6.6 Le ruote delle missioni Apollo

Dopo i primi test terrestri effettuati sul MOLAB [83], fu dato seguito ad un ingente lavoro di ricerca e di studio preparatorio per le missioni del programma Apollo. Sebbene il progetto MOLAB fosse stato cancellato, il lavoro svolto nel suo sviluppo contribuì al successivo progetto del LRV, usato nelle ultime tre missioni Apollo [85].

Durante la fase progettuale del LRV [82] [86], furono selezionati vari prototipi di ruote con caratteristiche differenti, sulle quali vennero effettuate numerose prove di collaudo per valutare: le capacità di adattamento ad una condizione ambientale estrema, i limiti meccanici, la mobilità su un terreno soffice (simile a quello lunare). Sulla base dei criteri stabiliti dalla NASA, tra tutti i progetti proposti, solo due modelli di ruote risultarono più adeguate al tipo di missione a cui erano destinate, la “Wire Mesh” sviluppata dalla General Motors (GM) e la “Hoop spring” sviluppata dalla Bendix Corporation [87] [88], riportate in figura 6-5.

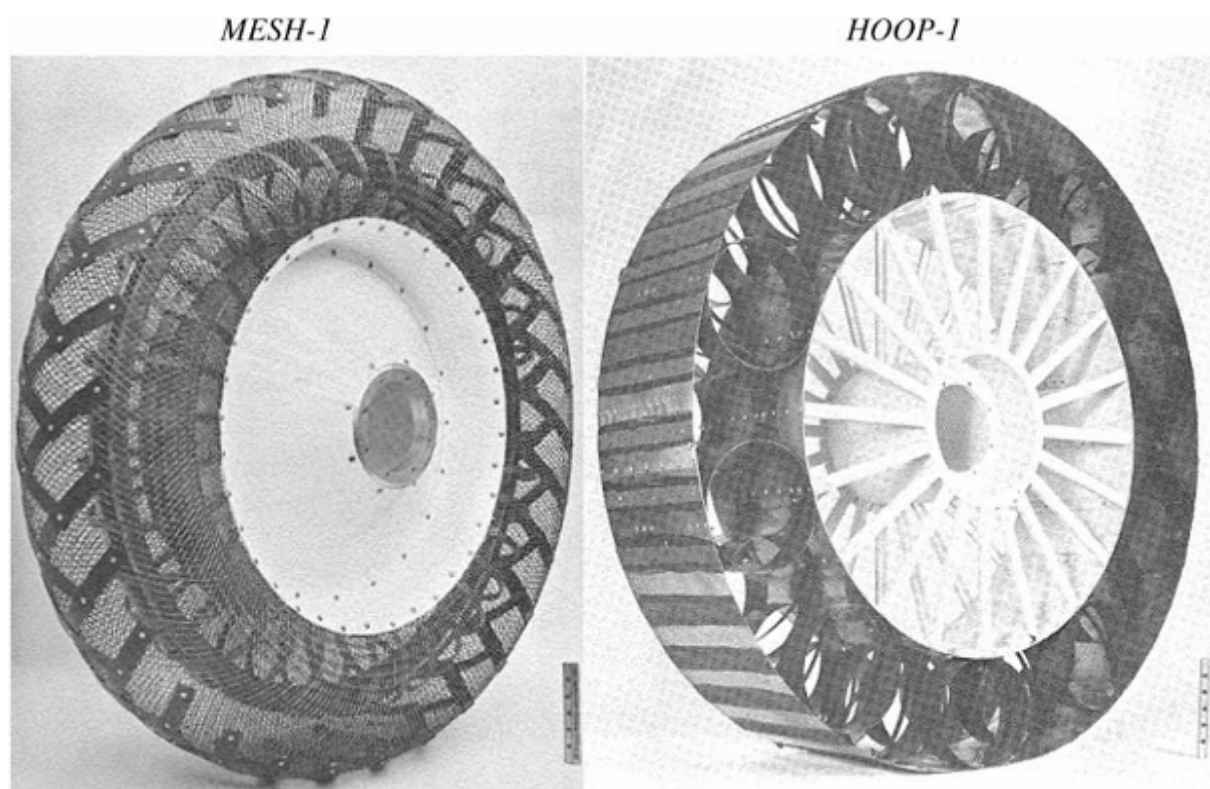


Figura 6-5: Prototipi di ruota lunare proposti per le missioni Apollo: a sinistra è rappresentata la “Wire Mesh Wheel” e a destra la “Hoop Spring Wheel” [82]

La “Wire Mesh” presentava una struttura composta da cavi di acciaio armonico zincato intessuti tra di loro su di un’armatura costituita da bande semi-anulari di alluminio, disposti di modo da formare un battistrada in grado di deformarsi elasticamente.

Il battistrada era tenuto a distanza dal cerchione, mediante bande metalliche in grado di assorbire le deformazioni impulsive determinate dagli urti. Su questa maglia era montata una tassellatura in titanio per il 50% della superficie di contatto, al fine di accrescere la tenuta di strada e la trazione.

La “Hoop Spring” era composta da una struttura interna rigida in alluminio costituita da una serie di raggi disposti radialmente rispetto al mozzo, anch’esso in alluminio. Tra il battistrada e il cerchio, che unisce i raggi, erano state inserite delle molle circolari, in grado di deformarsi elasticamente adattandosi alle asperità del terreno. Sotto carico nominale, sia la parte esterna che le molle sono soggette a taglio a livello locale. La superficie di contatto della ruota risulta relativamente più grande e uniforme rispetto a quella della “Mesh”, ma non avendo utilizzato alcun battistrada la trazione dipendeva solamente dall’attrito del metallo a contatto col suolo. Il modello “spring hoop wheel” era soggetto a vibrazioni eccessive registrate a velocità critiche.

Entrambi i modelli sopradescritti superarono positivamente i test previsti. Tra le due tipologie di ruote esaminate la “Wire Mesh” riuscì ad offrire una maggiore stabilità, leggerezza, miglior comfort di guida e maggiore vita utile rispetto alla concorrente e fu per questo montata sul LRV, che svolse attività di trasporto di equipaggio durante le ultime tre missioni Apollo [89].

Anche se la ruota “Wire Mesh” abbia svolto efficacemente il suo lavoro per la movimentazione del rover LRV, può non essere considerata adeguata al raggiungimento degli obiettivi delle future missioni lunari. Queste ultime, infatti, potrebbero richiedere maggiore capacità di trazione, maggior capacità di carico e una vita utile più lunga. Le esperienze accumulate nello sviluppo delle prime ruote spaziali possono offrire importanti suggerimenti per gli sviluppi dei progetti futuri relativi alle ruote dei veicoli interplanetari.

6.7 Gli ultimi prototipi di ruote per applicazioni spaziali

In base all'esperienza acquisita nelle missioni del programma Apollo, la NASA ha rilanciato la sfida della progettazione di nuove ruote non pneumatiche per i rover destinati ad operare in ambiente lunare, rifacendosi ai primi progetti MOLAB. Gli obiettivi sono però più ambiziosi per quanto riguarda le possibili applicazioni: infatti, per i progetti ATHLETE e per il nuovo SEV (SpaceExplorationVehicle) si punta alla massima versatilità, per costruire macchine modulari in grado di svolgere numerosi compiti, in base alle configurazioni multifunzione sviluppate.

Tra i possibili modelli proposti vi è una rielaborazione delle ruote utilizzate nel LRV, rappresentato in figura 6-6.



Figura 6-6: Nuova ruota lunare della Goodyear sviluppata dal modello originale della ruota del LRV [90]

La Goodyear, forte della sua vasta esperienza accumulata, ha sviluppato un design molto performante del modulo di ruota, avvalendosi della consulenza di Pavlics e Romano [91] [92], membri del team originale. Il nuovo modello proposto si presenta con un'intelaiatura di cavi in acciaio armonico, costituente il battistrada; questa intelaiatura è sostenuta da una struttura originale, composta da molle elicoidali intrecciate tra loro in modo da collegare il battistrada al cerchione ed assorbire il carico verticale agente sulla ruota. Questo carico è scaricato a terra. La struttura interna risulta ridondante, essendo costituita da 800 singole molle; questo permette di affrontare condizioni operative anche in presenza di danneggiamento. Il design si dimostra particolarmente adatto ad assorbire forze di natura impulsiva come shock o urti violenti. Inoltre, tale configurazione permette di ottenere un adattamento quasi perfetto alle superfici irregolari della Luna, migliorando la trazione

e la tenuta di strada. Le migliorie apportate su questo modello di ruota hanno incrementato notevolmente le prestazioni del modello originale, permettendo di sopportare carichi 10 volte superiori e percorrere distanze 100 volte più grandi.

Un altro modello di ruota non pneumatica che può essere sviluppata per soddisfare le esigenze delle future missioni spaziali è rappresentato dall'interessante tecnologia offerta dalla Tweel, illustrata in figura 6-7.

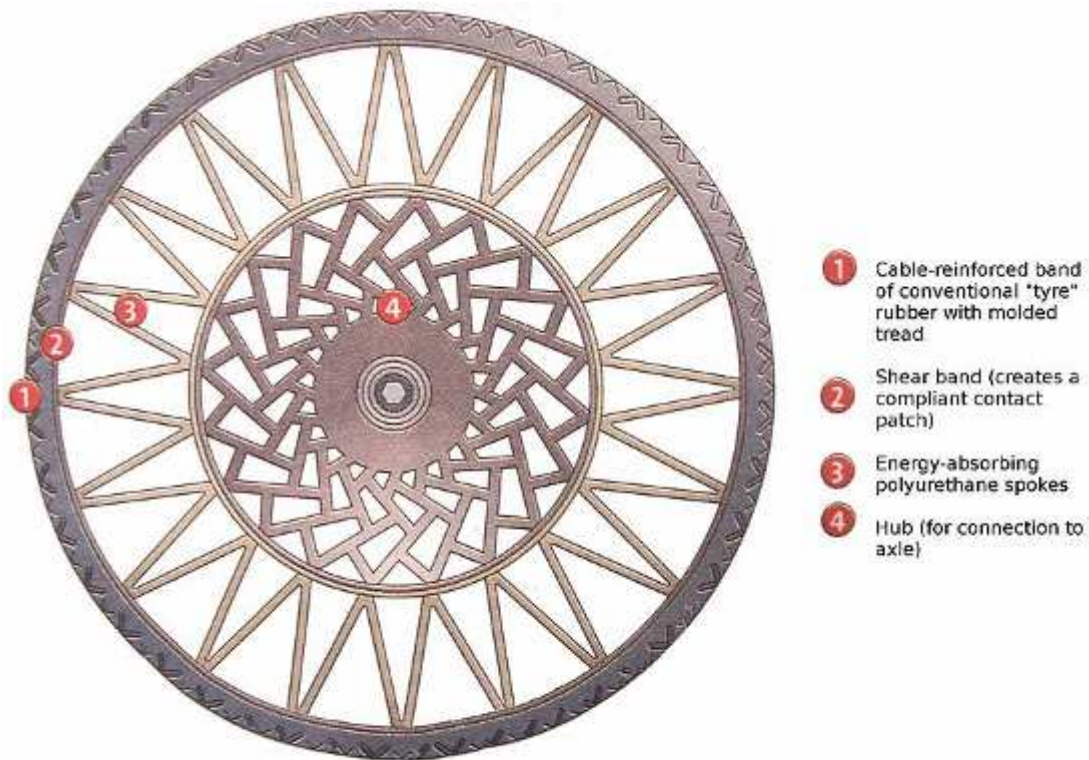


Figura 6-7: Configurazione di una ruota non pneumatica modello Tweel [93]

In questo tipo di ruote, il pneumatico tradizionale, in gomma, viene sostituito da una struttura in poliuretano, che assolve alle funzioni di sostentamento tramite una serie di piastre disposte a raggiera in modo da formare elementi triangolari. La sezione tradizionalmente occupata dal cerchione è sostituita da una particolare struttura deformabile, in grado di assolvere alle funzioni di dissipative, oltre a permettere un'ulteriore deformazione dell'hub su cui sono montati gli elementi resistenti. Infine, la capacità dell'aria di permettere una distribuzione opportuna della pressione viene emulata da una fascia di materiale (shear band) che avvolge gli elementi e li collega con il battistrada vero e proprio, permettendo il trasferimento della coppia e la separazione del battistrada tassellato, per interventi di manutenzione. A dispetto della, apparente, semplicità questo sistema si dimostra molto flessibile nel soddisfare le diverse esigenze e può essere utilizzato come base di partenza per design via via più complessi e specializzati, come nel caso dello SCARAB [94], mostrato in figura 6-8.



Figura 6-8: Veicolo SCARAB con ruote non pneumatiche tipo Tweel [94]

In termini di prestazioni il sistema descritto ha dimostrato prestazioni superiori rispetto ai tradizionali pneumatici, la sua struttura può essere progettata per avere un'elevata resistenza laterale senza nessuna perdita di comfort. Inoltre, il sistema descritto offre un ottimo rapporto tra massa e capacità di carico, con un rapporto anche di tre volte superiore a quello delle ruote degli LRV utilizzati nelle missioni Apollo.

Il design ed il funzionamento della Tweel hanno ispirato lo sviluppo di una ruota non pneumatica multifunzione che verrà descritta in seguito.

6.8 Il modello sviluppato

6.8.1 Introduzione

Si intende sviluppare un progetto in grado di realizzare un sistema integrato in cui gli organi di sospensione trasmissione e motorizzazione sono posti all'interno della ruota. La ruota deve possedere le caratteristiche funzionali dei modelli non convenzionali presentati nei capitoli precedenti e dovrà integrare al suo interno anche i motoriduttori per la movimentazione del veicolo. Quest'ultimo aspetto consente abbassare il baricentro del *rover* a favore della stabilità e al contempo di conservare le caratteristiche di leggerezza e semplicità strutturali. Ogni ruota avrà un motoriduttore dedicato con il vantaggio di avere un sistema a ruote motrici indipendenti che consente di evitare alberi di rinvio, trasmissioni lunghe e differenziali. Questa soluzione, oltre a consentire una forte riduzione di peso, permette di evitare l'impiego di un sistema di sterzata, in quanto il cambiamento di direzione verrà ottenuto mediante il controllo della trasmissione differenziale.

6.8.2 Ruota non pneumatica multifunzione per rover operaio in ambienti estremi

Per la movimentazione del *rover* si intende sviluppare un modello di ruota non pneumatica multifunzionale, la quale dovrà essere in grado di svolgere compiti quali: assorbimento locale delle asperità, sospensione elastica, sospensione dissipativa, grip massimizzato, energy scavenging. Allo scopo di poter ospitare i moto-riduttori nel volume della ruota e di consentire una distribuzione dei carichi equilibrata come anche di offrire un'ampia superficie di contatto del battistrada al suolo, si è dotata ciascuna colonna di una coppia di ruote gemellate. Pertanto il rover sarà dotato complessivamente di otto ruote.

Per lo sviluppo del design della ruota multifunzione si sono anche prese in considerazione le interessanti realizzazioni delle ruote Michelin del progetto Tweel [93]. Per quanto riguarda la sospensione integrata nelle ruote esistono delle importanti esperienze che si rifanno ancora alle carrozze a cavalli. In particolare è di forte interesse il brevetto di Giulio Latini della fine dell'ottocento, dove si propone una ruota con sospensione integrata a vantaggio del confort dei viaggiatori in carrozza [95]. Dalla prima si sono mutate le caratteristiche che consentono alla ruota il comportamento pneumatico non pneumatico del battistrada e dalla seconda il sistema di molleggiamento fornito dai raggi elastici ricurvi.

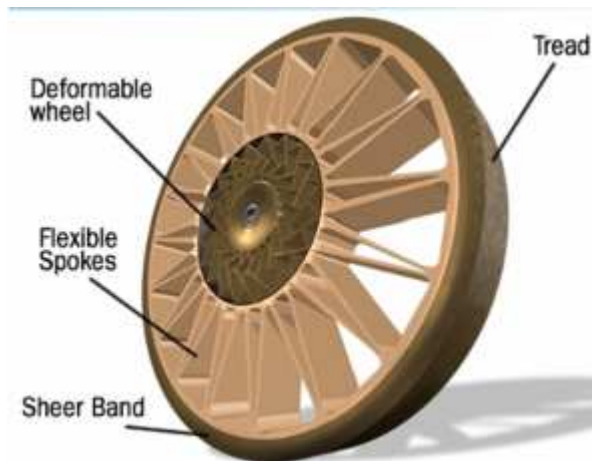


Figura 6-9: Michelin Tweel [93]

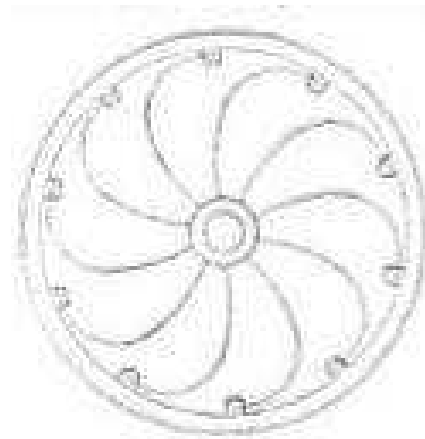


Figura 6-10: Ruota per carrozza brevettata nel 1800 da Giulio Latini [95]

Strutturalmente, la ruota in studio avrà un tamburo centrale rigido e un battistrada deformabile con un comportamento funzionale assimilabile ad una ruota tradizionale. Il collegamento tra il tamburo centrale ed il battistrada periferico dovrà essere garantito da raggi curvilinei il cui comportamento è assimilabile a molle a balestra. Tra i raggi si prevede di interporre del materiale col compito di assolvere all'azione dissipativa (ammortizzatore) sfruttando il moto dell'asse del mozzo eccentrico rispetto all'asse della ruota.

Il modello di ruota proposto rappresentato in figura 6-11 è composto da:

1. un mozzo in alluminio;
2. cinque raggi curvilinei;
3. un cerchio rigido;
4. una struttura deformabile (pneumatico non pneumatico) composta da 25 elementi triangolari;
5. Il battistrada.

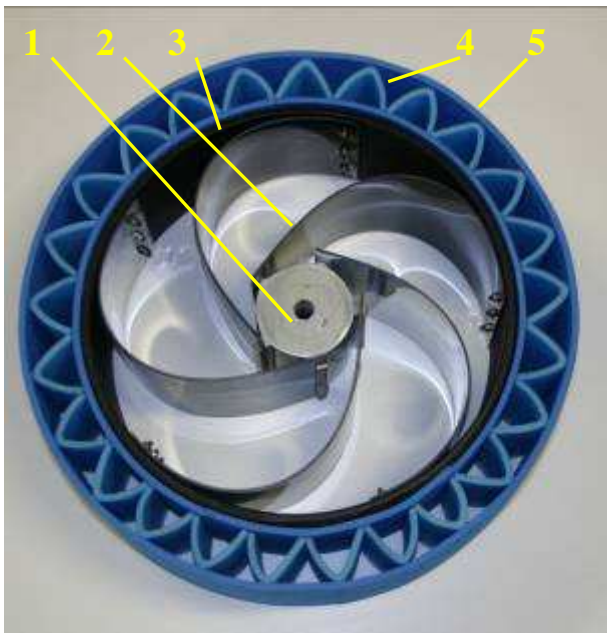


Figura 6-11: Prototipo di ruota proposto; costruita con una struttura deformabile costituita da 25 elementi triangolari interposti tra battistrada e cerchio rigido. Il cerchio rigido è collegato al tamburo centrale per mezzo di 5 raggi con andamento a spirale.



Figura 6-12: Prototipo dimostrativo di ruota

Come si può osservare dalla figura 6-11, la ruota così concepita è in grado di svolgere più funzioni allo stesso tempo. Grazie alla deformabilità delle varie componenti, come i raggi elastici a spirale e gli elementi triangolari cedevoli, la ruota svolge contemporaneamente la funzione di sospensione dissipativa ed elastica.

In particolare, gli elementi triangolari in presenza di asperità subiscono una deformazione provocando una deformazione locale del battistrada (pneumatico non pneumatico, figura 6-12) evitando in questo modo di trasferire alla struttura le sollecitazioni derivanti da eventuali asperità. Si prevede la possibilità di rivestire l'intero battistrada con chiodi retrattili, opportunamente distribuiti, con l'obiettivo di massimizzare il grip con il terreno, anche in quelle aree del suolo lunare molto sabbiose od in presenza di rocce. Un altro sviluppo futuro è quello di dotare ciascuna ruota del dispositivo denominato energy scavenger, con la possibilità di alimentare un sistema di sensorizzazione di ciascuna ruota, allo scopo di ottenere un maggior controllo del moto.

Nello studio della ruota sono stati ipotizzati, attraverso un dimensionamento preliminare dei motori e dei riduttori, gli ingombri massimi e le potenze necessarie per la movimentazione. Alcune dimensioni sono state imposte dalle catene cinematiche mentre altre sono state scelte in relazione ai prototipi realizzati. Note le condizioni al contorno quali la dimensione del *rover*, il peso, la pendenza massima da superare e le velocità, sono stati imposti il diametro e la larghezza della ruota. Successivamente, attraverso un processo iterativo che ha interessato i motori ed i riduttori, con le loro caratteristiche specifiche, sono state ottimizzate le dimensioni finali della ruota.

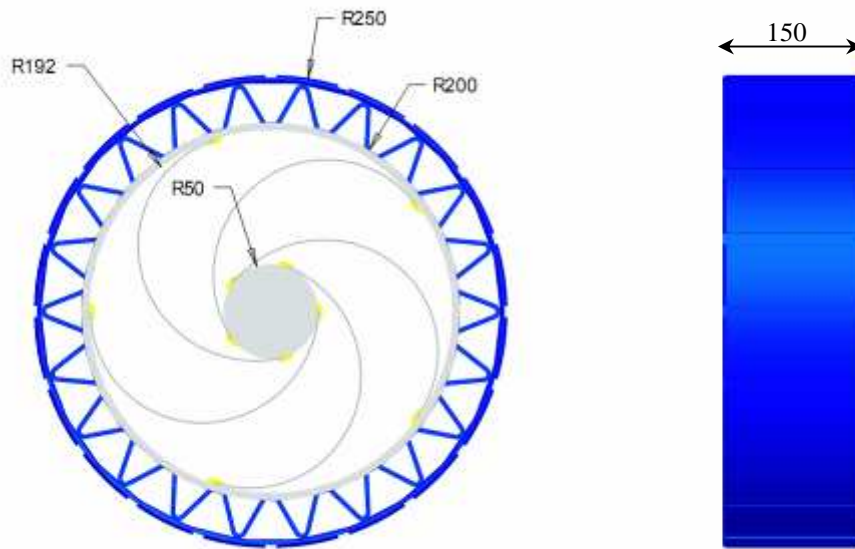


Figura 6-13: Dimensioni del prototipo di ruota non pneumatica

6.9 Analisi numerica strutturale della ruota non pneumatica

Attraverso l'utilizzo di un codice commerciale agli elementi finiti si è analizzato il contatto tra la ruota e il suolo per studiarne il comportamento statico del pneumatico non pneumatico, sotto carico. Per lo studio della parte non pneumatica della ruota, composta dal battistrada, dagli elementi triangolari e dal cerchio interno, si è pensato di analizzare il problema suddividendolo in due parti. Nella prima fase, l'analisi ha interessato lo studio statico dell'interazione tra il battistrada ed il suolo, ipotizzando questo ultimo perfettamente piano, mentre nella seconda fase lo studio ha interessato l'interazione tra il battistrada ed il suolo, simulando la presenza di asperità facilmente modellabili.

La modellazione è stata eseguita discretizzando il sistema e sfruttando le condizioni di simmetria della ruota, come mostrato in figura 6-14 (b), dove si può notare, inoltre, che lo studio ha interessato la superficie della corona circolare interna, considerata infinitamente rigida, il battistrada e gli elementi triangolari tra loro interposti.

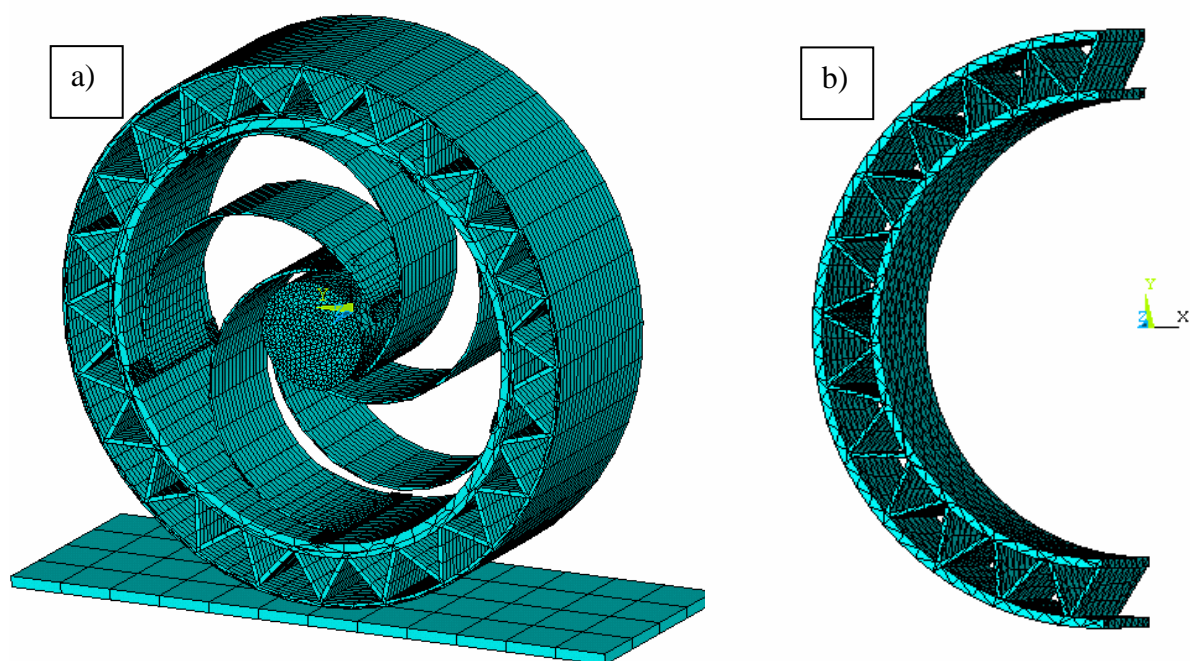


Figura 6-14: (a) *Modello FEM ruota piano.* (b) *Modello FEM semi ruota*

La ruota ed il piano, rappresentativo del suolo, sono stati modellati utilizzando degli elementi tridimensionali del tipo esaedrico e sono stati inoltre utilizzati degli elementi di contatto per simulare il comportamento dell'interfaccia tra il battistrada ed il suolo.

Per il battistrada, così come per gli elementi triangolari e il rivestimento del cerchio interno, è stato ipotizzato l'utilizzo di una gomma naturale vulcanizzata del tipo di quelle utilizzate per copertoni automobilistici.

Tabella 10: Proprietà meccaniche gomma vulcanizzata

Materiale	Modulo di young [MPa]	Modulo di Poisson [MPa]	Resistenza a trazione [MPa]
Gomma vulcanizzata	5	0.48	21-30

Il primo caso studiato ha riguardato il comportamento statico del sistema non pneumatico a contatto con il suolo piano privo di asperità. L'obiettivo è stato quello di analizzare lo schiacciamento radiale e le sollecitazioni della struttura non pneumatica con carichi crescenti sulla ruota, applicati in direzione perpendicolare al piano. L'analisi è stata condotta considerando due diverse configurazioni di contatto della struttura non pneumatica che si alternano durante il rotolamento della ruota sul terreno; la prima ipotizzando che il vertice di uno degli elementi triangolari a contatto con il battistrada si trovi sull'asse di simmetria verticale della ruota, la seconda con il vertice dell'elemento triangolare a contatto con il cerchio interno in corrispondenza dell'asse di simmetria verticale. Queste due configurazioni, illustrate in figura 6-15, rappresentano due condizioni limite per il funzionamento della struttura non pneumatica.

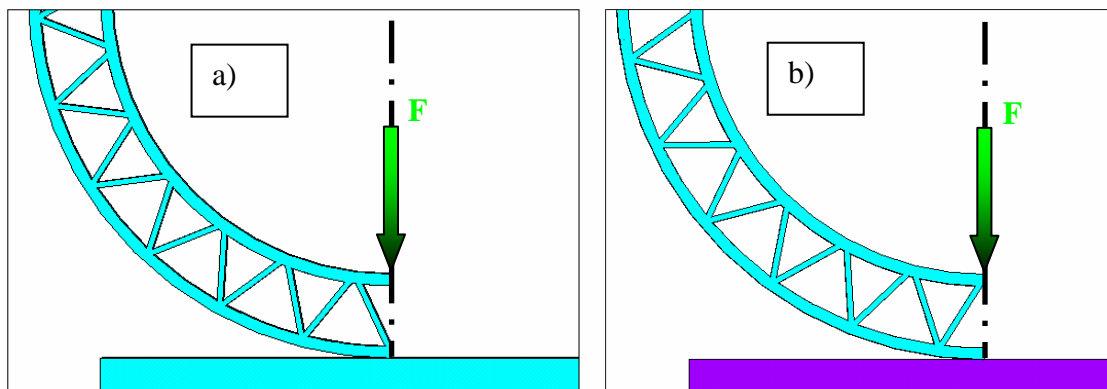


Figura 6-15: Configurazioni di contatto della struttura non pneumatica considerate per lo studio dell'iterazione tra la ruota e il piano. (a) vertice di un elemento triangolare sulla linea di contatto con il piano, (b) linea di contatto tra battistrada e piano tra due vertici di elementi triangolari

Di seguito si riportano i risultati relativi alla distribuzione isocolore degli spostamenti e delle sollecitazioni di Von Mises sulla struttura non pneumatica considerando due casi particolari di lavoro del rover:

- carico totale ripartito equamente su quattro colonne;
- carico totale ripartito equamente su due sole colonne.

Il primo caso è quello relativo al funzionamento standard, in cui l'intero carico del rover è distribuito sulle quattro colonne e ciascuna di esse ripartisce in egual misura il proprio carico sulla coppia di ruote gemellate; in questo modo, tutte le otto ruote del rover sono caricate allo stesso modo. In questa condizione, il carico applicato alla singola ruota, perpendicolarmente al piano che rappresenta il suolo, è pari a $F=365\text{N}$.

Nelle figure 6-16 vengono riportati, per la singola ruota, i risultati dello studio effettuato nelle due configurazioni a) e b) mostrate in figura 6-15.

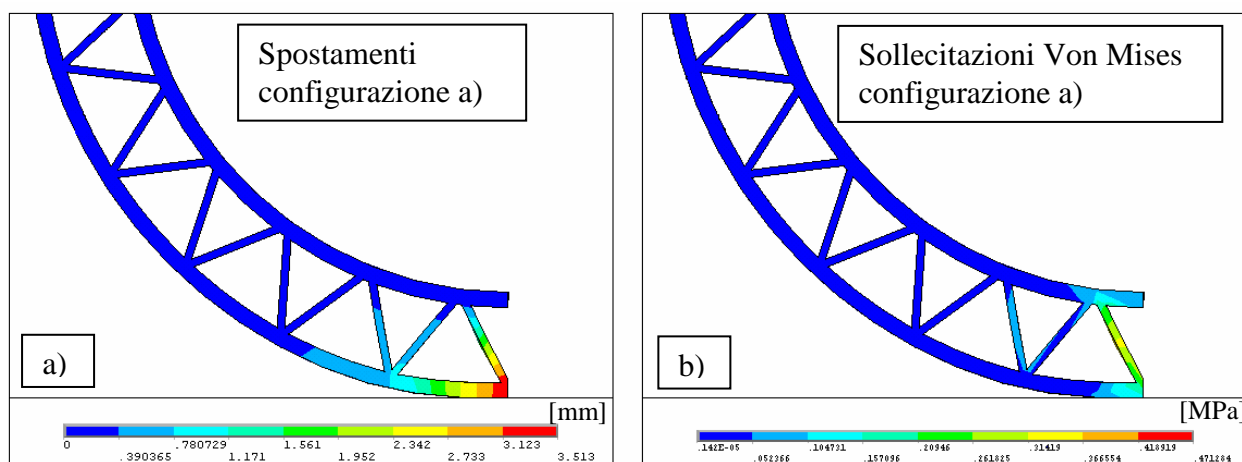


Figura 6-16: Risultati nella configurazione di contatto a), relativi al comportamento statico della struttura deformabile, nel caso in cui il carico sia ripartito su quattro colonne. (a) Rappresentazione isocolore degli spostamenti totali. (b) Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises.

Nelle condizioni di carico considerate per la configurazione a) si registra uno schiacciamento massimo, in corrispondenza del vertice del triangolo, di 3.5 mm ed una tensione di von Mises di 0.47 MPa.

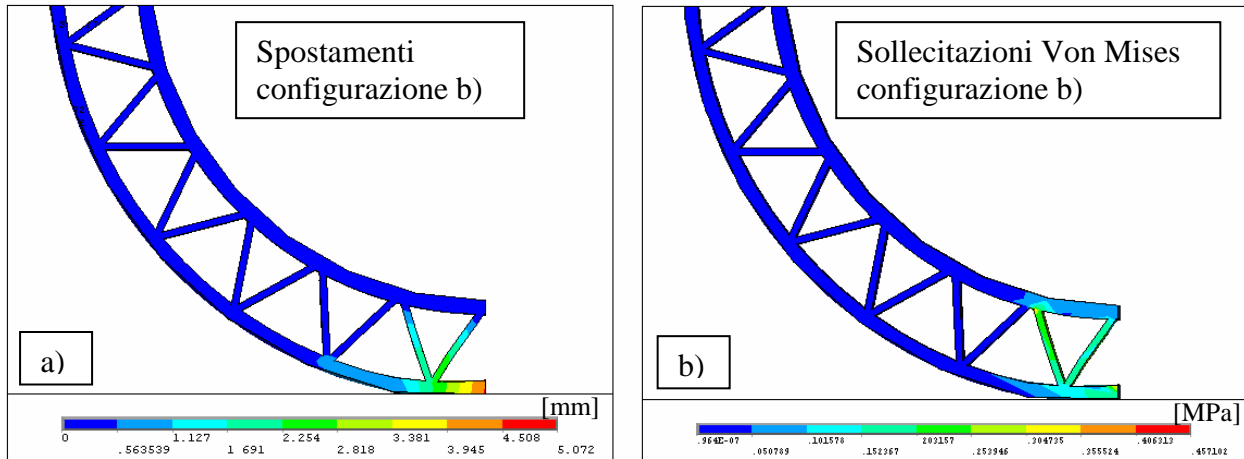


Figura 6-17: Risultati nella configurazione di contatto b), relativi al comportamento statico della struttura deformabile, nel caso in cui il carico sia ripartito su quattro colonne. (a) Rappresentazione isocolor degli spostamenti totali. (b) Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises.

Nella configurazione b), illustrata in figura 6-17, l'entità dello schiacciamento massimo è leggermente più alta, raggiungendo il valore di 5 mm, in corrispondenza dell'intersezione del battistrada con l'asse di simmetria verticale, mentre la sollecitazione di von Mises massima è di 0.45 MPa.

La differenza di schiacciamento, tra le due configurazioni analizzate, non supera 1.5 mm, tale entità genera delle fluttuazioni che, se paragonate al diametro della ruota (500mm) e in considerazione della bassa velocità di rotazione della stessa, risulta accettabile per l'applicazione in oggetto.

Il secondo caso è quello che vede l'intero carico del *rover* ripartito su solo due colonne. In questa circostanza, si ipotizza che ciascuna colonna distribuisca il proprio carico equamente sulle ruote gemellate; pertanto, le ruote caricate risultano essere quattro. Il carico, applicato alla singola ruota, perpendicolarmente al piano che rappresenta il suolo, è pari a $F=730N$.

Di seguito vengono illustrati, per le configurazioni a) e b), i risultati dell'analisi svolta.

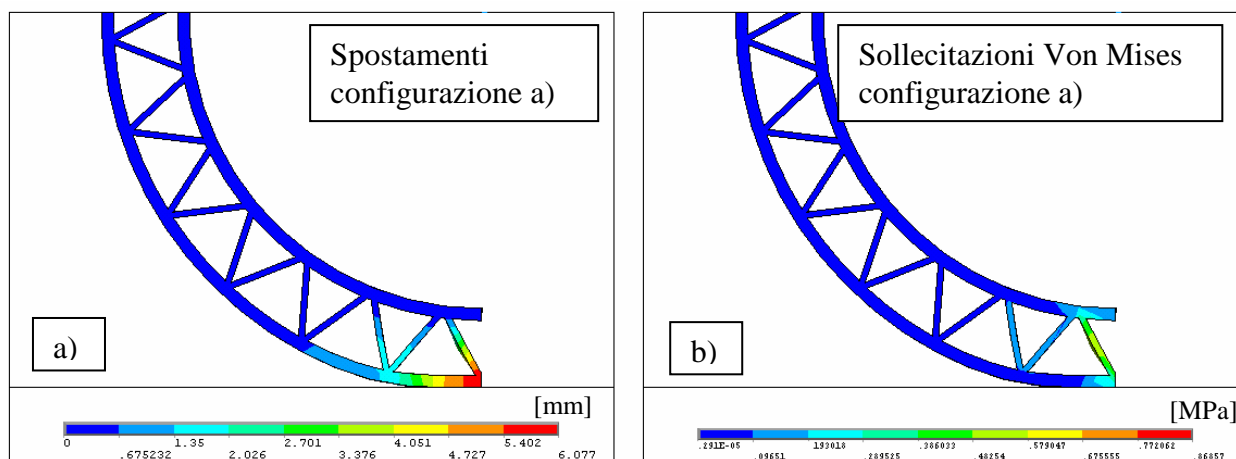


Figura 6-18: Risultati nella configurazione di contatto a), relativi al comportamento statico della struttura deformabile, nel caso in cui il carico sia ripartito su due colonne. (a) Rappresentazione isocolor degli spostamenti totali. (b) Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises.

Nella configurazione a) si misura uno spostamento di 6 mm e una sollecitazione massima di von Mises pari a 0.86 MPa. Confrontando questa condizione di carico (carico ripartito su due colonne) con quella precedente (carico ripartito su quattro colonne) si evince che, raddoppiando il carico applicato, il valore dello spostamento e della sollecitazione subiscono rispettivamente un incremento del 71.4% e dell'88.9%.

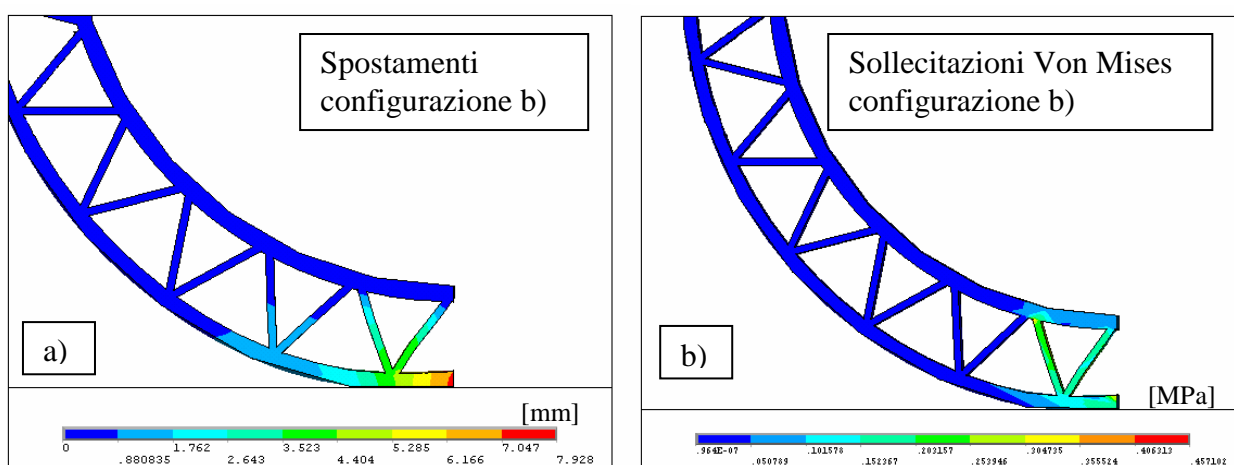


Figura 6-19: Risultati nella configurazione di contatto b), relativi al comportamento statico della struttura deformabile, nel caso in cui il carico sia ripartito su due colonne. (a) Rappresentazione isocolor degli spostamenti totali. (b) Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises.

Nella configurazione b), lo spostamento massimo misurato è pari a circa 8 mm, in corrispondenza dell'intersezione del battistrada con l'asse di simmetria verticale, mentre la sollecitazione di von Mises massima è di 0.45 MPa. In questo caso l'incremento dello spostamento applicando un carico doppio è del 56.8%

Nel grafico di figura 6-20 viene riportato l'andamento degli spostamenti subiti dalla struttura non pneumatica in funzione di carichi crescenti nelle due configurazioni di contatto.

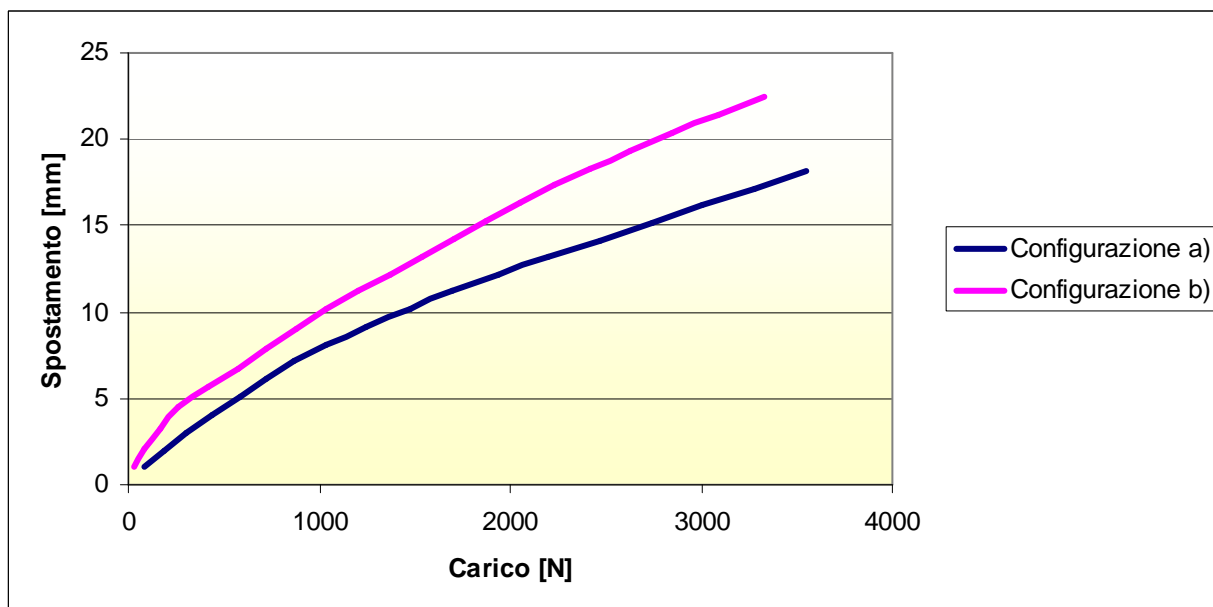


Figura 6-20: *Andamento dello spostamento nella struttura non pneumatica in funzione del carico nelle due configurazioni a) e b)*

Dal grafico di figura 6-20 si vede che, per le due configurazioni esaminate, al variare del carico aumenta la differenza dello schiacciamento tra le due configurazioni. In ogni caso il campo di lavoro considerato è al di sotto dei 1000N, campo per il quale la differenza di schiacciamento è contenuta al disotto dei due millimetri.

Nella seconda parte dello studio numerico è stata esaminata l'interazione tra il battistrada e il suolo in presenza di asperità. L'analisi statica del comportamento della ruota è stata condotta considerando, al pari del caso precedente, le due configurazioni di contatto limite che si alternano durante il rotolamento della ruota sul terreno, illustrate in figura 6-21 e 6-22.

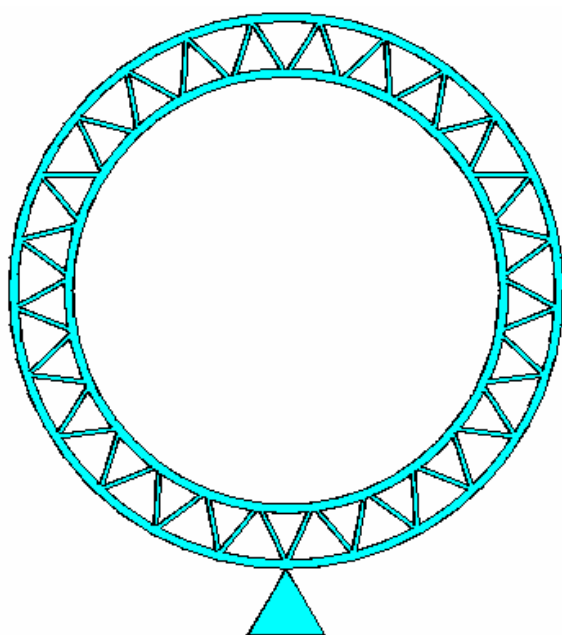


Figura 6-21: Configurazione a) di contatto ruota asperità in corrispondenza del vertice di un elemento triangolare

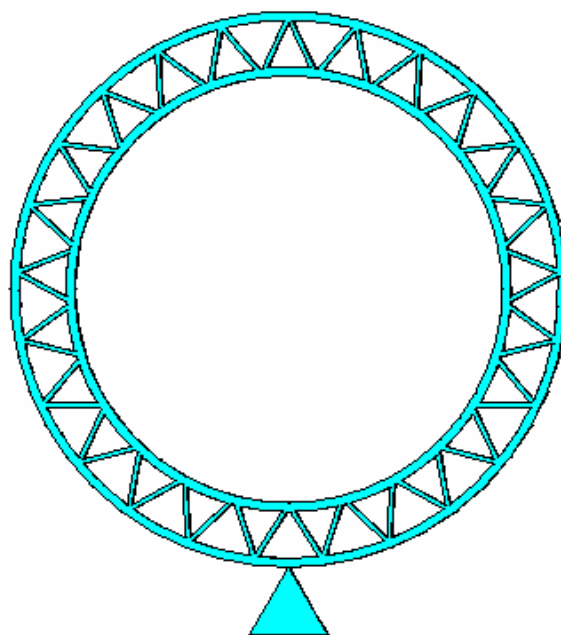


Figura 6-22: Configurazione b) di contatto ruota asperità tra due vertici di elementi triangolari

La modellazione è stata eseguita discretizzando la struttura non pneumatica mediante elementi tridimensionali del tipo esaedrico e sfruttando le condizioni di simmetria verticale della ruota. Per la simulazione dell'asperità si è ricorso ad uno stratagemma sostituendo l'azione dell'asperità con uno spostamento imposto sul battistrada lungo la direzione verticale y e spingendo lo studio del medesimo fino al contatto del battistrada con cerchio interno, come illustrato nelle figure 6-23 a) e b). Dall'esame delle tensioni si calcola, a ritroso, il carico esterno necessario a generare lo spostamento inizialmente imposto.

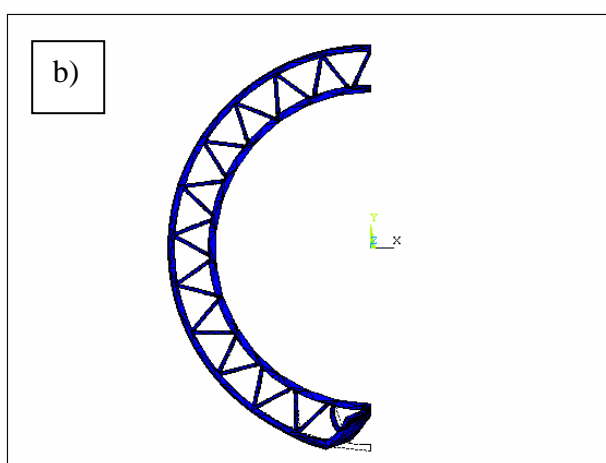
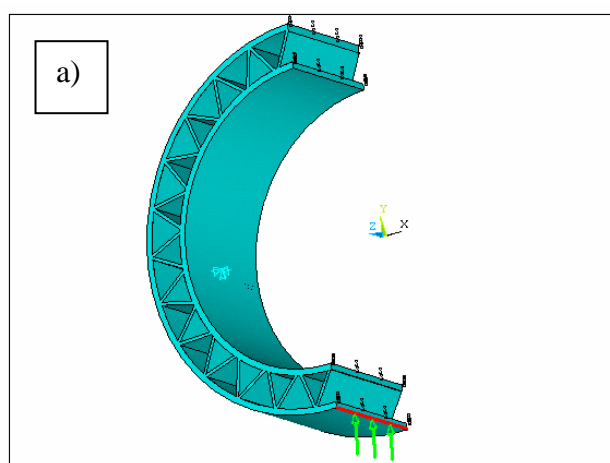


Figura 6-23: (a) Condizioni al contorno del modello studiato. (b) Effetto dello schiacciamento imposto

Di seguito vengono riportati i risultati relativi allo schiacciamento e alle sollecitazioni di Von Mises per le due configurazioni della struttura non pneumatica, nel caso dello spostamento massimo imposto.

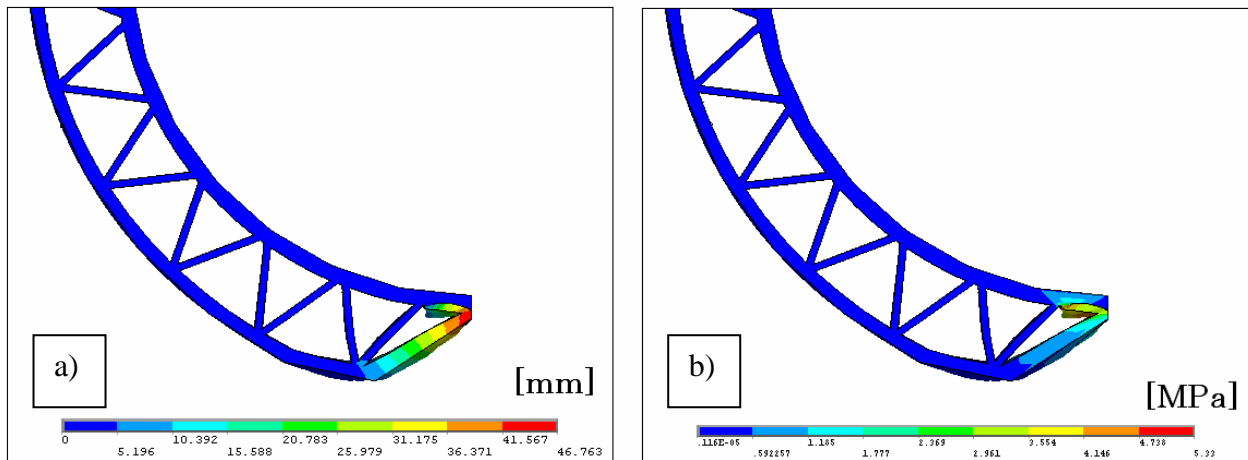


Figura 6-24: Risultati nella configurazione di contatto a), relativi al comportamento statico della struttura deformabile, in presenza di un'asperità, con spostamento imposto. (a) Rappresentazione isocolor degli spostamenti totali. (b) Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises.

Nella configurazione a), per ottenere lo schiacciamento massimo della struttura deformabile, è necessario applicare un carico di 2900N, a cui corrisponde una sollecitazione massima alla Von Mises di 5 MPa. La tensione calcolata risulta essere pari a 1/5 della tensione di rottura media del materiale.

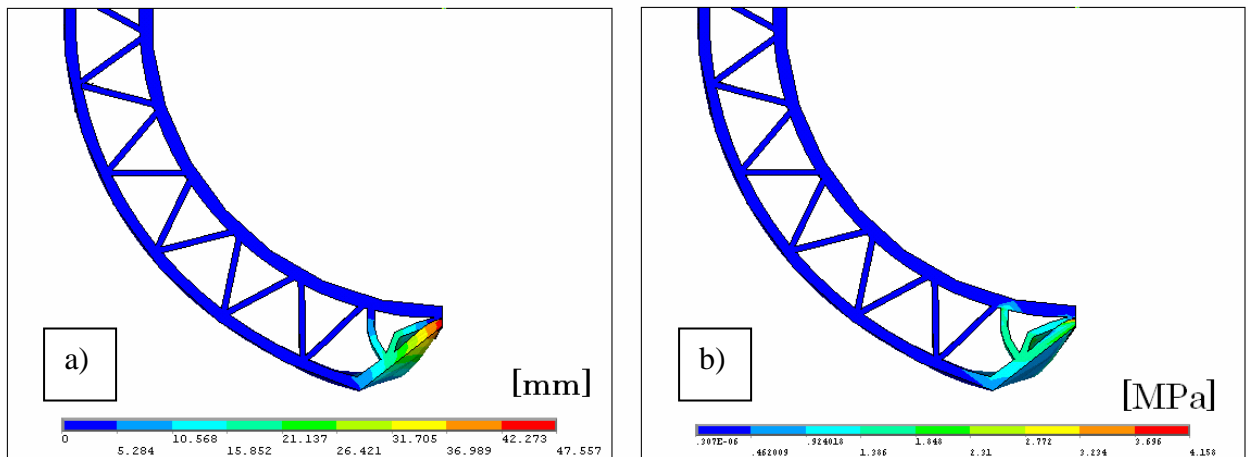


Figura 6-25: Risultati nella configurazione di contatto b), relativi al comportamento statico della struttura deformabile, in presenza di un'asperità, con spostamento imposto. (a) Rappresentazione isocolor degli spostamenti totali. (b) Rappresentazione delle sollecitazioni di Von Mises

Nella configurazione b), per ottenere lo spostamento massimo della parte non pneumatica della ruota, è necessario applicare un carico di 1450N, a cui corrisponde una sollecitazione massima di 4.15 MPa.

Nel grafico sottostante viene riportato l'andamento dei carichi in funzione degli spostamenti imposti nelle due configurazioni di contatto.

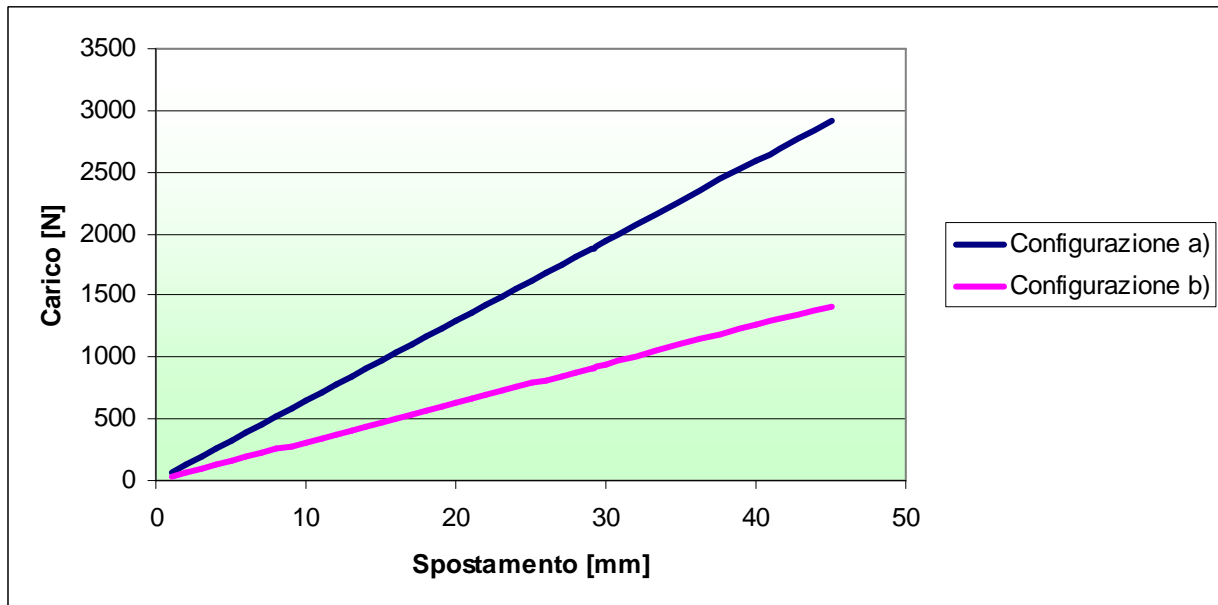


Figura 6-26: Andamento dello spostamento nella struttura non pneumatica in funzione del carico nelle due configurazioni a) e b)

Dal grafico si evince che, al crescere degli spostamenti imposti, aumenta considerevolmente la differenza dei carichi tra le due configurazioni esaminate. In ogni caso il campo in cui ciascuna ruota deve operare è stimato per valori non superiori ai 1000 N, in corrispondenza dei quali la differenza di schiacciamento per le due configurazioni considerate si mantiene intorno ai 15 mm.

Nel grafico di figura 6-27 si riporta l'impronta con le diverse zone di interazione con il suolo.

La zona centrale di contatto è caratterizzata da una zona di aderenza, mentre per le zone più periferiche si ha strisciamento. Si noti come l'impronta abbia geometria di tipo rettangolare, come è prevedibile vista la forma delle geometrie a contatto.

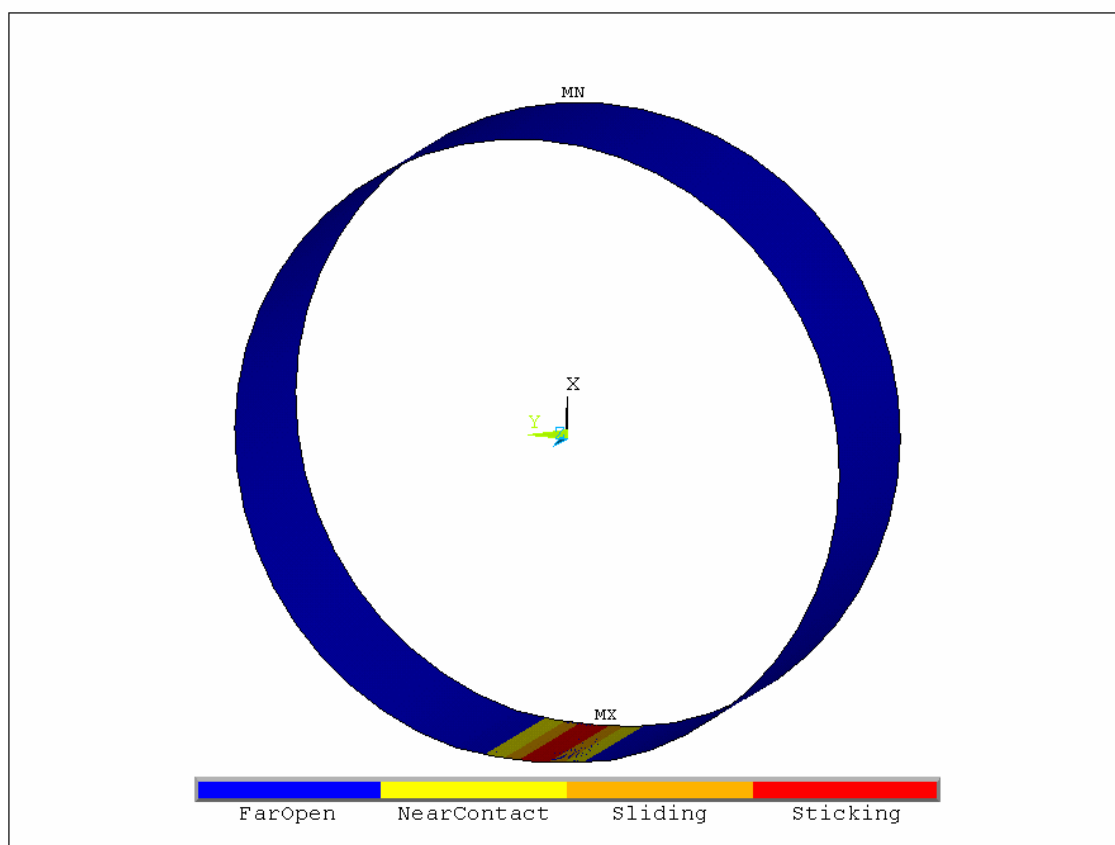


Figura 6-27: *Impronta del contatto battistrada-piano*

7 MOTORIZZAZIONE

7.1 Introduzione

Per la movimentazione ed il controllo dell'assetto del *rover* sono state definite due catene di trasmissione; la prima per l'azionamento delle ruote, la seconda per l'azionamento dell'attuatore vite-madrevite, responsabile del sollevamento dei carichi, come descritto nel terzo capitolo.

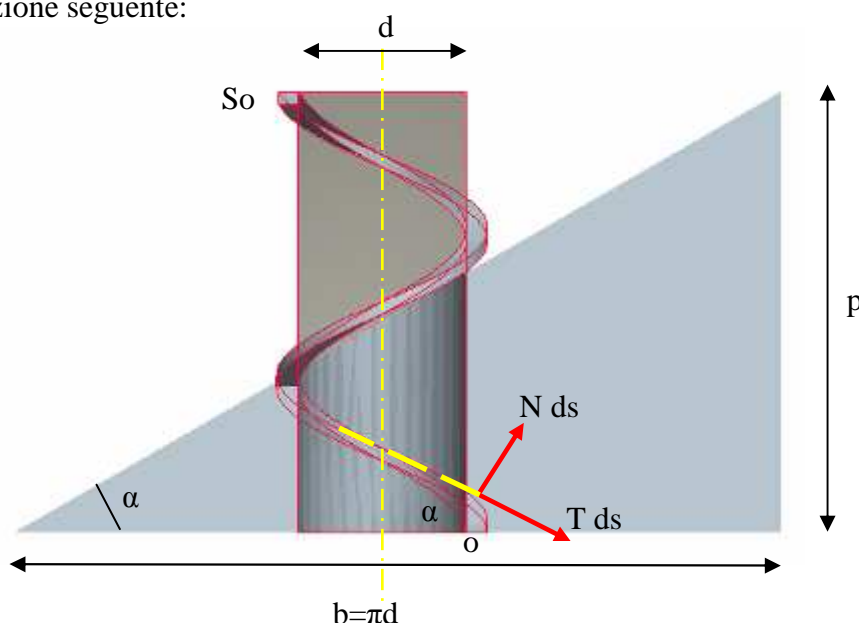
Sia i motori sia i riduttori verranno scelti in funzione delle potenze necessarie ipotizzando le condizioni più gravose in cui il *rover* si potrebbe trovare ad operare.

7.2 La trasmissione per il controllo di assetto

Come descritto nel quarto capitolo, per la movimentazione delle colonne è stata scelta una trasmissione vite madre vite. Verranno ora eseguiti i calcoli per determinare la coppia necessaria alla movimentazione della colonna secondo le condizioni di progetto riassumibili nell'ipotesi che il peso proprio del *rover* e del carico trasportato vengano sostenute solo da due delle quattro colonne.

Durante la rotazione della vite, per la traslazione della colonna, sulla filettatura si esercita un'azione sul profilo della madrevite tale da farla scorrere sul filetto della vite, come mostrato in figura 7-1. Tale azione è paragonabile allo scorrimento su di un piano inclinato e su questo assunto si procederà per lo sviluppo della trattazione che segue.

Sviluppando in un piano il profilo elicoidale di scorrimento per un giro completo si ottiene la rappresentazione seguente:



Lungo il tratto di contatto 0- S_0 tra la vite e la madrevite, la forza lungo l'asse dell'accoppiamento è pari a:

$$F = \int_0^{S_0} \cos(\alpha) \cdot N \cdot ds - \int_0^{S_0} \sin(\alpha) \cdot T \cdot ds = [\cos(\alpha) - f \sin(\alpha)] \cdot \int_0^{S_0} N \cdot ds \quad (7.1)$$

La coppia necessaria a far ruotare la vite sarà data dall'azione delle componenti tangenziali al cilindro medio dell'elica per il braccio rappresentato dal raggio del cilindro:

$$C = \left(\int_0^{S_0} \cos(\alpha) \cdot N \cdot ds + \int_0^{S_0} \sin(\alpha) \cdot T \cdot ds \right) \cdot r = r \cdot [\cos(\alpha) + f \sin(\alpha)] \cdot \int_0^{S_0} N \cdot ds \quad (7.2)$$

$$C = r \cdot \frac{f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) - f \cdot \sin(\alpha)} \cdot F = r \cdot F \cdot \tan(\alpha + \varphi) \quad (7.3)$$

Indicando con

p = passo

d = diametro medio della filettatura

α = angolo di avvolgimento dell'elica

Di seguito viene riportato il calcolo relativo alla coppia di avvitamento della vite.

La vite scelta per la trasmissione vite-madrevite è una vite trapezoidale Tr20x4, come descritto nel quarto capitolo.

Considerando i seguenti dati:

$p = 4 \text{ mm}$ passo della vite

$M_r = 200 \text{ kg}$ massa totale del rover

$M_o = 80 \text{ kg}$ massa dell'oggetto più grande

il peso complessivo agente sulle colonne del rover, in ambiente terrestre, è dato dalla relazione:

$$P = (M_r + M_o) \cdot g \quad (7.4)$$

Per i calcoli è stata ipotizzata la condizione in cui l'intero peso del rover assieme al masso è sostenuto da solo due colonne. In questa circostanza il peso sorretto da ciascuna colonna sarà:

$$P_0 = \frac{P}{2} = 1372.931 \text{ N} \quad (7.5)$$

Le caratteristiche della vite Tr20X4 scelta sono le seguenti:

diametro della vite: $d_v = 20 \text{ mm}$

diametro del nocciolo: $d_{noc} = 15.5 \text{ mm}$

diametro medio del filetto: $d_{med} = \frac{d_v + d_{noc}}{2} = 17.75mm$

angolo di inclinazione dell'elica: $\alpha = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d}\right) = 0.072rad$

L'angolo di attrito a secco per accoppiamento tra bronzo e acciaio è pari a:

$$\varphi = 0.211rad \quad 7.6)$$

La coppia da applicare alla vite è data dalla relazione 7.3):

$$C_v = P_0 \cdot \frac{d}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi) \quad 7.7)$$

Pertanto si ottiene il valore:

$$C_v = 4.68Nm$$

In base al valore della coppia calcolata, necessaria al sollevamento dei carichi nelle condizioni suddette, si sceglie il modello di motore e il riduttore o i riduttori necessari a trasmettere il moto dal motore alla vite.

7.3 Irreversibilità della trasmissione vite-madrevite

Uno dei principali requisiti nella costruzione delle catene cinematiche è quello di evitare l'utilizzo dei freni per escludere il moto inverso, che si avrebbe con trasmissione reversibile.

Pertanto, si è deciso di utilizzare una trasmissione vite-madrevite irreversibile. L'irreversibilità di una vite è legata al rendimento della trasmissione stessa. Il rendimento, a sua volta, è condizionato dalla natura delle superfici a contatto, dalla velocità di rotazione della vite, oltre che in modo più sensibile, dall'inclinazione dell'elica e dallo stato della lubrificazione.

Il rendimento diretto di una vite di trasmissione può essere calcolato, partendo dall'espressione dell'equilibrio limite per un corpo strisciante su un piano inclinato, con la seguente formula, ipotizzando attrito trascurabile sui supporti:

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{[\tan(\alpha + \phi)]} \quad 7.8)$$

dove con α si indica il valore dell'angolo di avvolgimento dell'elica e con ϕ l'angolo di attrito sul filetto.

Affinché una trasmissione vite-madrevite sia irreversibile, il rendimento diretto deve essere inferiore al 25%; sarà, dunque, necessario scegliere un rendimento inferiore a questa soglia. La vite

scelta ha un angolo d'inclinazione dell'elica pari ad $\alpha=4.01^\circ$ per la quale si ha un rendimento diretto pari a $\eta\delta = 0.23$; questo significa che la scelta effettuata assicura l'irreversibilità del moto.

7.4 Calcolo delle azioni motrici necessarie all'avanzamento

Si procede ora con il calcolo della coppia necessaria alle ruote per far avanzare il *rover*. Per fare questo occorre analizzare le condizioni dinamiche e cinematiche del moto. In particolare, lo studio si concentrerà nell'esaminare le prestazioni del rover nelle condizioni più gravose dal punto di vista operativo. Si intende, dunque, verificare il sistema ipotizzando che il rover percorra un tratto in salita, con una pendenza massima pari a 30° , a pieno carico, considerando le sole ruote posteriori in aderenza. In base a questa ipotesi si può calcolare la coppia necessaria, valutando diverse condizioni dinamiche, in ambiente terrestre.

Le informazioni a disposizione per il calcolo della coppia di trazione sono:

Raggio della ruota	$R= 250 \text{ mm}$
Massa complessiva (Rover + Masso)	$M=280\text{kg}$
Angolo di massima inclinazione del piano	$\alpha=30\text{deg}$
Attrito volvente	$f=0.3$
Accelerazione gravitazionale terrestre	$g=9.81$
Passo del rover	$P=1.2\text{m}$

Il diagramma di corpo libero dell'intero sistema è riportato in figura 7-2.

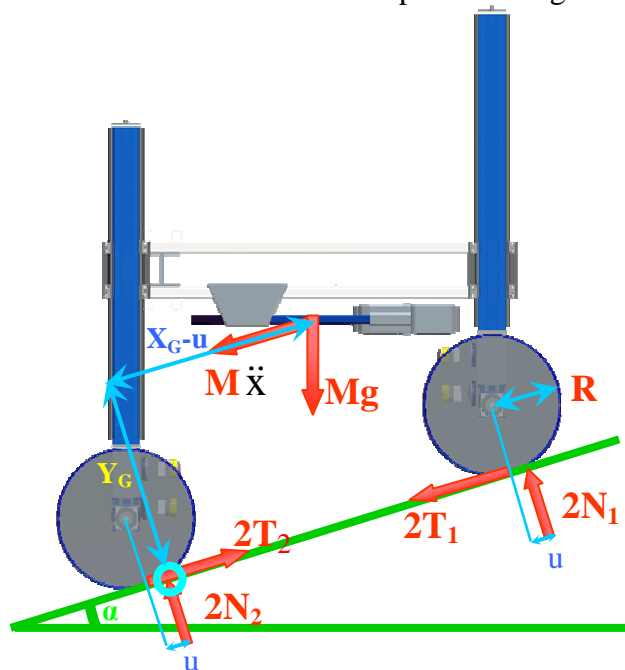


Figura 7-2: Diagramma di corpo libero del rover.

I diagrammi di corpo libero delle ruote motrici posteriori e delle ruote condotte anteriori sono riportati in figura 7-3.

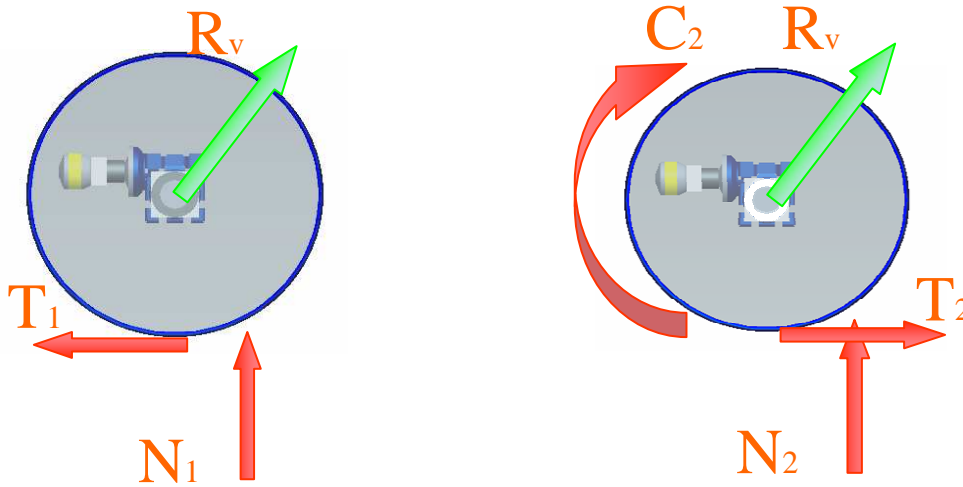


Figura 7-3: Diagrammi di corpo libero delle ruote anteriori e posteriori.

Per l'equilibrio delle forze e dei momenti del sistema complessivo si scrive.

$$\sum F_x = 2T_1 - 2T_2 + Mg \cdot \sin(\alpha) + M\ddot{x} = 0 \quad 7.9)$$

$$\sum F_y = 2N_1 + 2N_2 - Mg \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad 7.10)$$

$$\sum M = 2N_1 \cdot P_\alpha + M\ddot{x} \cdot Y_G + Mg \cdot \sin(\alpha) \cdot Y_G - Mg \cdot \cos(\alpha) \cdot (X_G - u) = 0 \quad 7.11)$$

L'equilibrio dei momenti, relativo all'intero sistema, è stato scritto considerando il braccio di tutte le forze in gioco a partire dal polo corrispondente al punto di intersezione della retta d'azione della forza N_2 con il piano inclinato. In figura 7-2 rappresentato con un cerchietto celeste.

Per l'equilibrio alla rotazione delle ruote si ha:

$$\sum M_{RUOTA_1} = N_1 \cdot u - T_1 \cdot R = 0 \quad 7.12)$$

$$\sum M_{RUOTA_2} = N_2 \cdot u + T_2 \cdot R - C_2 = 0 \quad 7.13)$$

Per entrambe le ruote, l'equilibrio dei momenti è stato scritto scegliendo come polo l'asse del perno della ruota e considerando le masse trascurabili.

Sviluppando il sistema si possono esplicitare i seguenti termini:

$$N_1 = \frac{u \cdot M \cdot g \cdot \cos(\alpha) - R \cdot M \cdot g \cdot \sin(\alpha) - R \cdot M \cdot \ddot{x}}{2 \cdot P_\alpha} \quad 7.14)$$

$$N_2 = \frac{M \cdot g \cdot \cos(\alpha) - 2 \cdot N_1}{2} \quad 7.15)$$

$$T_1 = \frac{N_1 \cdot u}{R} \quad 7.16)$$

$$T_2 = \frac{\frac{2N_1 \cdot u}{R} + M \cdot g \cdot \sin(\alpha) + M \cdot a_c}{2} \quad 7.17)$$

$$C_2 = T_2 \cdot R + N_2 \cdot u \quad 7.18)$$

$$f_a = \frac{T_2}{N_2} \quad 7.19)$$

Le relazioni scritte sono state utilizzate per calcolare la coppia e l'attrito necessari per la movimentazione del *rover*. I calcoli sono stati condotti ipotizzando diverse condizioni di pendenza del piano di percorrenza, con tre diverse condizioni di accelerazione.

Nelle figure 7-4 e 7-5 vengono riportati i risultati sotto forma di grafico in funzione dell'angolo d'inclinazione del piano per tre diverse condizioni di accelerazione.

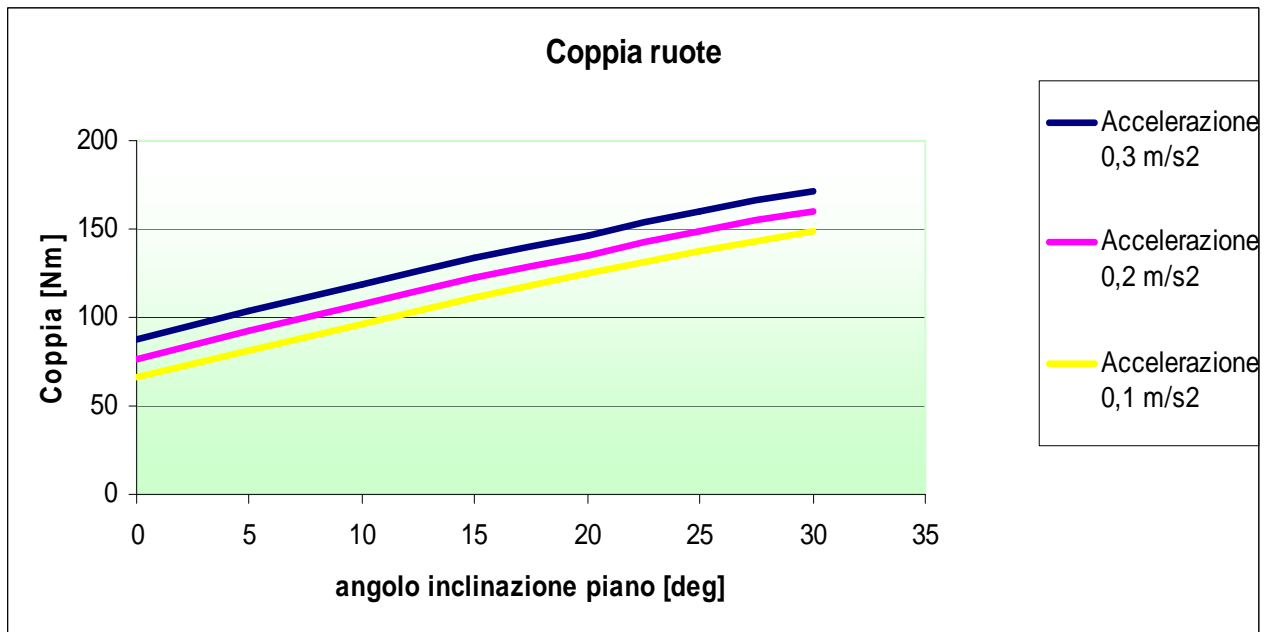


Figura 7-4: Andamento della coppia richiesta al motore al variare della pendenza

Nel diagramma in figura 7-4 è possibile notare come per le tre diverse accelerazioni, nel caso di percorso orizzontale, è necessaria una coppia compresa tra 60 e 80 Nm. Tale coppia cresce al crescere della pendenza fino a un massimo compreso tra 150 e 180 Nm per una pendenza del 58%. Nella figura 7-5 vengono riportati i risultati dei calcoli relativi al coefficiente di aderenza in funzione della pendenza del piano di percorrenza per le medesime accelerazioni considerate in precedenza.

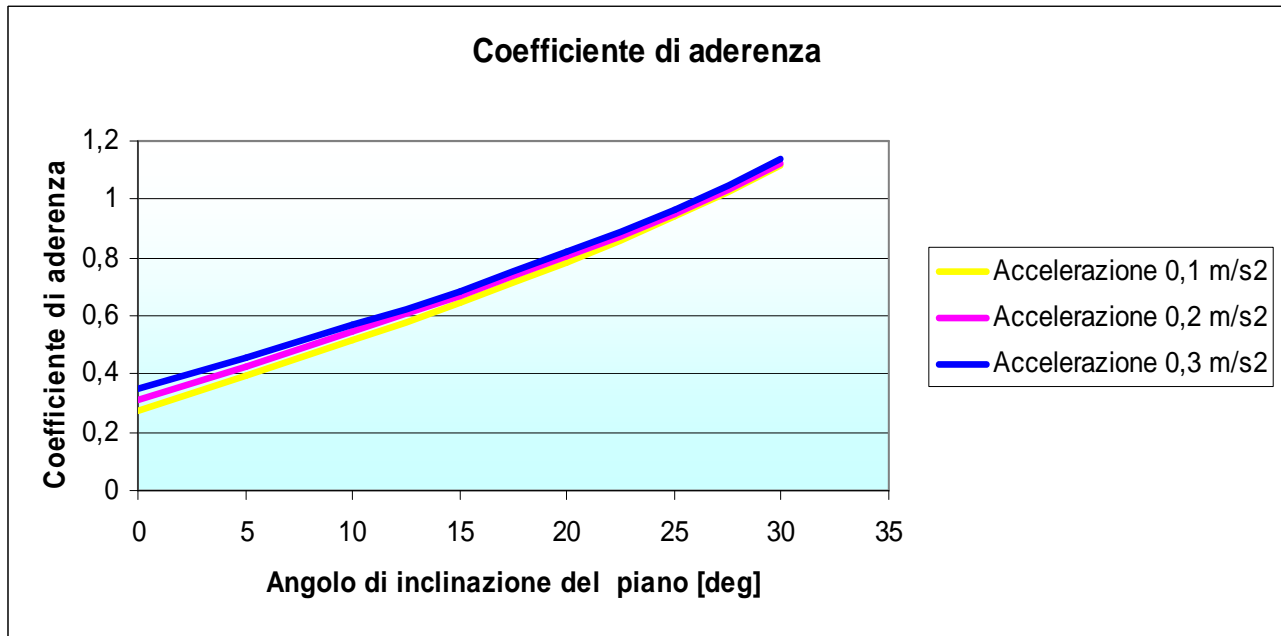


Figura 7-5: Andamento del coefficiente di aderenza delle ruote posteriori al variare dell'inclinazione del piano.

Nel diagramma di figura 7-5, si evidenzia come il coefficiente di aderenza richiesto aumenti sensibilmente al variare della pendenza del piano, assumendo valori superiori all'unità per pendenze maggiori di 25°. Da ciò si evince come, per superare pendenze estreme superiori al 45%, sia necessario migliorare le prestazioni del battistrada introducendo degli elementi atti ad aumentarne il grip.

7.5 Motori

7.5.1 Introduzione

Dopo aver calcolato le coppie massime richieste dai sistemi di movimentazione, si opera la scelta del tipo di motore da utilizzare. La scelta del motore è strettamente legata alla necessità di trovare un buon compromesso tra prestazioni, leggerezza, dimensioni e costi. Inoltre, dovendo operare in un ambiente privo di aria, quindi senza ossigeno, il *rover* non può disporre di normali motori a combustione interna. Sarà, dunque, necessario impiegare motori elettrici alimentati con batterie.

Tra i motori elettrici sono stati presi in considerazione quelli in corrente continua, per la loro affidabilità e semplicità. Inoltre, le uniche fonti di energia disponibili sono quelle prodotte dalle celle a combustibile e dai dispositivi fotovoltaici, entrambi in corrente continua.

Per individuare il modello di motore più adeguato alle specifiche richieste è stato necessario sviluppare una procedura che consentisse di identificare le caratteristiche meccaniche del motore elettrico partendo dai dati tecnici forniti dai costruttori. Di fatto, i costruttori per molti tipi di motori forniscono parametri legati prevalentemente a grandezze elettriche e non meccaniche.

7.5.2 Scelta del motore

Il mercato propone una vasta gamma di motori elettrici in corrente continua a magneti permanenti, tra questi si hanno quelli di tipo a spazzole, di tipo brushless, passo passo etc. [96],[97]. Note le prestazioni richieste al motore, si è operata una prima scelta, considerando solo i motori che presentavano dimensioni compatibili con lo spazio a disposizione a bordo del *rover*. La soluzione costruttiva del *rover* prevede che l'insieme delle catene cinematiche di trasmissione, per ciascuna colonna compresi i motori, vengano integrate all'interno del volume delimitato dalle ruote gemellate, è dunque importante che il motore presenti dimensioni di ingombro contenute, oltre ad offrire la minima massa possibile. Scegliere motori prestanti, dalle ridotte dimensioni, comporta in generale costi più elevati. Se si considera che i motori da impiegare a bordo sono otto, la maggior spesa fronteggiata per l'acquisto dei motori, può essere compensata dal notevolmente abbattimento del costo di lancio, grazie alla conseguente riduzione della massa complessiva.

La tecnologia moderna, nel campo degli azionamenti, sta spingendo verso il miglioramento delle prestazioni dei mini motori elettrici, allo scopo di integrare gli stessi all'interno dei servosistemi.

Tra i motori che rispondevano alle specifiche di progetto, quelli che sono risultati più idonei per l'azionamento di entrambe le catene cinematiche, sono quelli tipo brushless a cassa rotante. Si tratta di motori a magneti permanenti, piccoli leggeri e potenti.

In particolare, i motori brushless, rispetto ai tradizionali motori in corrente continua, vantano:

- una vita maggiore, poiché sono prive di spazzole, notoriamente soggette a usura;
- ingombro limitato rispetto alla potenza che possono erogare;
- sviluppano molto meno calore di un equivalente motore in corrente alternata;
- gli avvolgimenti sullo statore inoltre dissipano facilmente il calore generato e permettono di costruire motori “lisci”, senza alettature esterne.

Gli svantaggi più rilevati sono:

- costi elevati;
- tecnologia non diffusa.

7.5.3 Procedura per l'individuazione delle prestazioni dei motori elettrici brushless

Allo scopo di individuare, all'interno della famiglia dei motori brushless a cassa rotante, il motore che meglio si presta alle esigenze di progetto, sono stati presi in considerazione diversi modelli tra quelli proposti dal mercato. È infatti importante, a parità di potenza richiesta, scegliere quelli di piccole dimensioni e di massa ridotta.

Le caratteristiche tecniche fornite dai fabbricanti di motori brushless a cassa rotante sono: peso; dimensioni; giri x volt; assorbimento; n° celle; diametro albero.

Partendo dai dati di targa sono stati eseguiti i calcoli per determinarne le prestazioni meccaniche corrispondenti a quelle di progetto secondo la procedura esposta di seguito.

Inizialmente si stabilisce il numero di celle da impiegare; tale numero è legato allo spazio e al peso che l'intero pacco di batterie può occupare.

Nota la tensione di una cella si può determinare la tensione di alimentazione:

$$V = n_{cell} \cdot V_{cell} \quad 7.20)$$

Il valore della tensione di una cella di tipo LiPo è di 3,7 V. I motori brushless possono essere alimentati anche con altri tipi di batterie ma le caratteristiche migliori sono fornite da quelle delle LiPo.

Tabella 11: Caratteristiche delle batterie per motori brushless

Tipo	Densità Volumica [Wh/L]	Densità massica [Wh/Kg]	Tensione nominale
Ni-Cd	100-160	45-80	1,2V
Ni-Mh	230-350	70-110	1,2V
Li-Po	250-300	120-180	3,7V
Li-Ion	220-330	150-190	3,7V

Nota la corrente nominale ed il rendimento si procede con il calcolo della potenza assorbita:

$$P_{ass} = V \cdot I_n \cdot \eta \quad 7.21)$$

Per il calcolo della coppia e della velocità massima fornita dal motore, i costruttori forniscono un parametro indicato con Kv, che indica il numero di giri per ogni volt di alimentazione in assenza di carico. Noto il Kv e la tensione di alimentazione si calcola la velocità angolare massima:

$$\omega_{[giri/min]} = K_v \cdot V \quad 7.22)$$

$$\omega_{[rad/sec]} = \frac{2\pi \cdot \omega_{[giri/min]}}{60} \quad 7.23)$$

E quindi la coppia massima fornita sarà:

$$C_m = \frac{P_{ass}}{\omega_{[rad/sec]}} \cdot \eta \quad 7.24)$$

7.5.4 Caratteristiche del modello scelto

I motori individuati non sono in grado di sviluppare da soli la coppia richiesta per la movimentazione del *rover* e pertanto sarà necessario studiare una catena cinematica in grado di produrre le grandezze richieste. Più precisamente il processo messo in atto per la scelta del motore ha reso necessario uno studio preliminare delle catene cinematiche, che come già descritto nel paragrafo 3.2, dovranno essere integrate all'interno delle ruote gemellate. Posto come vincolante il diametro delle ruote sono stati fissati gli ingombri del motore da impiegare e la scelta è ricaduta su quello avente la coppia più elevata. Ciò ha consentito di progettare le catene cinematiche, che verranno descritte nel paragrafo 7.7, con un rapporto di trasmissione complessivo più contenuto, favorendo riduzioni di dimensioni e di massa.

Tabella 12: *Tabella riassuntiva delle caratteristiche dei motori presi in esame; per entrambi i modelli esaminati sono riportati i valori della: tensione nominale; corrente nominale, numero di giri per Volt ; potenza assorbita; rendimento; potenza all'albero; numero di giri massimo; coppia motrice massima; peso; diametro dell'albero; dimensioni.*

Modello motore	Tn [V]	In [A]	kV [rpm*V]	Potenza assorbita [W]	η	Potenza all'albero [W]	Omega [rpm]	Coppia Motore [Nm]	Peso [g]	Diametro albero [mm]	Dimensioni [mm]
AXI 5320/28	37,0	30	249	1110	0,9	999,0	9213	1,035	495	8	63x54
AXI 5320/34	37,0	30	206	1110	0,9	999,0	7622	1,2516	495	8	63x54

In tabella vengono riportate le caratteristiche relative a due motori brushless, tra quelli che offrono le migliori prestazioni, dal punto di vista delle dimensioni, della massa e della coppia.

Nella figura 7-6 è possibile vedere il motore AXI 5320/34 scelto per la motorizzazione delle catene cinematiche asservite al controllo d'assetto del telaio e per la movimentazione del rover.



Figura 7-6: *Fotografia del motore brushless a cassa rotante scelto [98]*

Si tratta di un motore con magneti in Neodimio, leggero, dalle dimensioni ridotte e dalle alte prestazioni, come indicato in tabella 7-2. Ha un albero da 8mm in acciaio indurito montato su tre cuscinetti a sfera.

Nelle figure 7-7 vengono messe a confronto le catene cinematiche utilizzando due motori identici in termini di potenza ma notevolmente diversi dal punto di vista degli ingombri e delle masse.



Figura 7-7: *Comparazione tra le masse di due motori elettrici di pari Potenza. a) motore elettrico brushless. b) motore elettrico brushless a cassa rotante*

Nel caso specifico, per la movimentazione e il controllo di assetto del rover è necessario utilizzare otto motori. Aver scelto motori di tipo brushless a cassa rotante, ha comportato un considerevole risparmio, in termini di massa, del sistema di motorizzazione. In termini assoluti il gruppo degli otto motori tradizionali ha una massa complessiva di circa 38kg contro una massa di 4kg del sistema costituito dai motori brushless a cassa rotante dedicati alla applicazione del rover.

7.6 Caratterizzazione del motore scelto

7.6.1 Introduzione

Il motore scelto è stato caratterizzato con un banco di prova dedicato. Nello specifico il banco allestito per svolgere le prove è costituito da un dispositivo in grado di applicare una coppia resistente modulabile, all'asse del motore in prova. Questa coppia resistente può essere ottenuta attraverso vari tipi di freno che possono essere meccanici, idraulici o elettrici.

Durante le prove sono state misurate grandezze meccaniche e grandezze elettriche per evidenziare le curve caratteristiche del motore. Nel banco prova utilizzato il carico è stato imposto tramite un freno elettromagnetico a polveri.

7.6.2 Descrizione del banco prova utilizzato

Il banco prova utilizzato per la caratterizzazione del motore produce la coppia frenante attraverso un freno elettromagnetico a polveri.



Figura 7-8: *Banco prova allestito per la caratterizzazione del motore brushless AXI 5320/34: motore (1), giunto a denti (2), riduttore (3), freno a polveri (4).*

In figura 7-8 sono mostrati i principali organi del banco prova, che sono:

- Motore brushless da caratterizzare; questo viene montato su di un supporto mobile in grado di scorrere in direzione assiale per consentire l'accoppiamento con il giunto;
- Giunti di accoppiamento a denti; capaci di compensare piccoli disassamenti e disallineamenti durante il montaggio del motore e di eventuali riduttori;
- Riduttore di velocità, per testare diversi tipi di motore ed ampliare il campo di misura del banco prova che risulterebbe altrimenti più limitato;
- Freno, che fornisce la coppia resistente regolabile al motore ;
- Display sul quale vengono riportate le grandezze fisiche misurate.

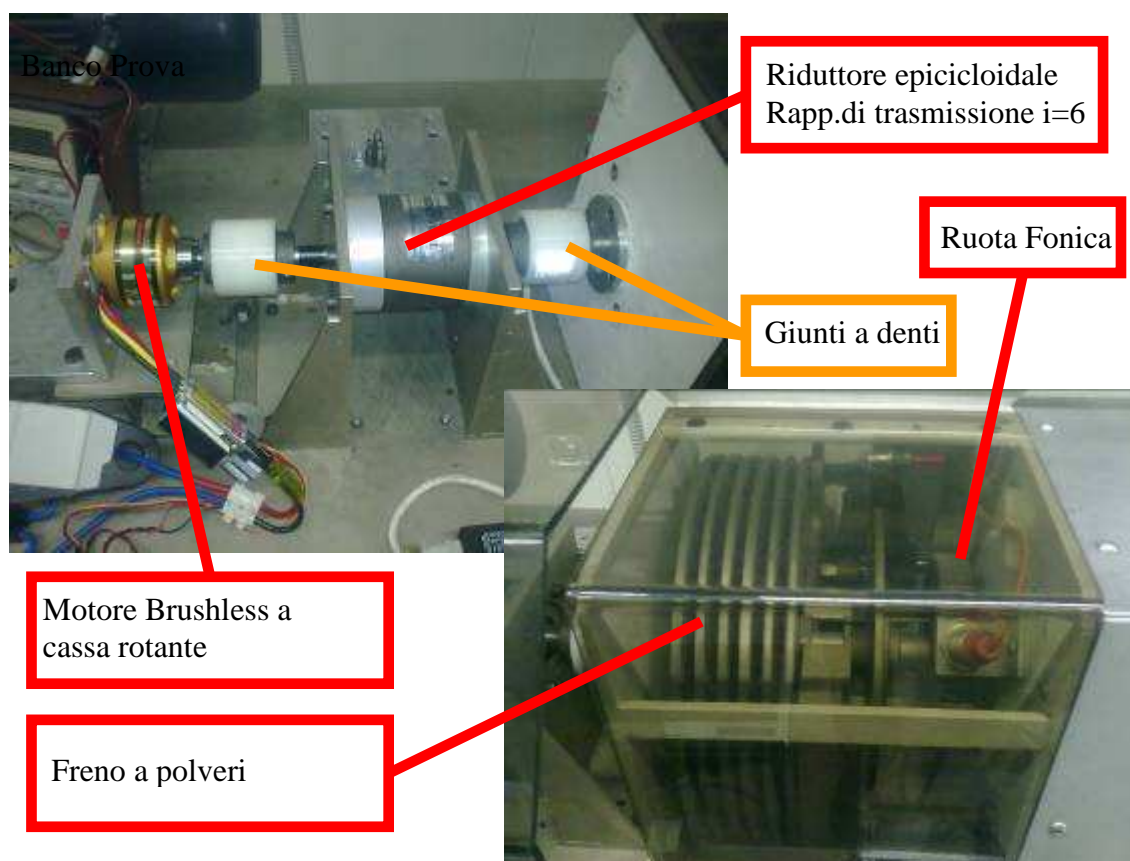


Figura 7-9: *Principali componenti del banco prova utilizzato per la caratterizzazione del motore brushless a cassa rotante*

Il motore da caratterizzare è calettato sul riduttore attraverso un giunto a denti, come mostrato in figura 7-9. Questo tipo di giunto consente un collegamento in grado di compensare eventuali piccoli disallineamenti assiali, radiali e angolari.

Il riduttore, quando utilizzato, consente di ampliare il campo di misure delle coppie e delle velocità. Un secondo giunto a denti collega il riduttore al freno.

Il dispositivo frenante è del tipo elettromagnetico a polveri, queste, contenute all'interno di un dispositivo costituito da due rotori, reagiscono alla variazione di un campo magnetico generato da un avvolgimento elettrico insito nel sistema. La variazione del campo magnetico modifica la viscosità della polvere permettendo di controllare la trasmissione di coppia tra il rotore interno e quello esterno.

In figura 7-10 viene riportato, in sezione, il disegno di un freno a polveri simile a quello utilizzato durante la prova. In particolare, sempre in figura 7-10, si possono distinguere il rotore interno calettato sull'albero, ed il rotore esterno, costituito dall'unione del radiatore, del magnete, della bobina e dei coperchi laterali, calettato sul rotore interno mediante cuscinetti.

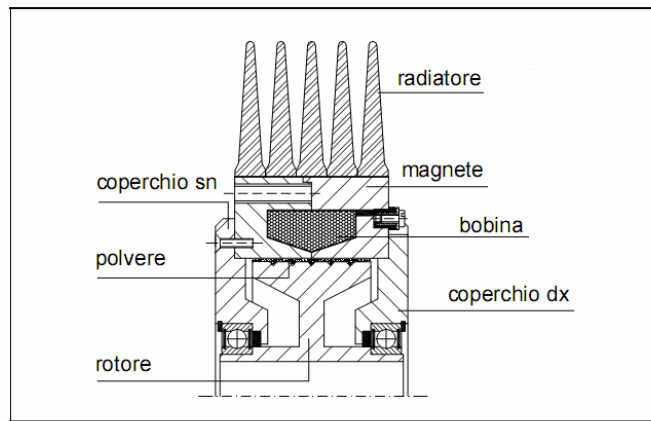


Figura 7-10: *Sezione del disegno di un freno a polveri.*

Quando il rotore esterno viene vincolato ad una parte fissa della macchina, il sistema si comporta da freno. Al contrario, mantenendo in rotazione ambedue i rotori il sistema si comporta da frizione.



Figura 7-11: *Indicatore della corrente di alimentazione del freno a polveri utilizzato durante la caratterizzazione del motore elettrico*

Questi tipi di freni hanno una regolazione molto accurata della coppia, proporzionale alla corrente di alimentazione. Il pregio di questi dispositivi di frenatura consiste nella stabilità, nella ripetibilità e nell'indipendenza dalla velocità di scorrimento dei rotori dalla coppia frenante. Inoltre, la possibilità di poter variare progressivamente la corrente, unita ad una rapidità di risposta, rendono questo tipo di freno ideale per riprodurre e imporre coppie resistenti in banchi prova motori.

7.6.3 Grandezze e strumenti di misura

Le grandezze misurate durante la prova sono di due tipi: meccaniche ed elettriche

Le grandezze meccaniche misurate sono la coppia resistente esercitata dal carico e la velocità angolare dell'albero in uscita dal riduttore, mentre quelle elettriche sono la tensione e la corrente di alimentazione del motore. I sistemi utilizzati per la misura sono riportati in tabella:

Tabella 13: Grandezze di misura e trasduttori utilizzati durante le prove al banco del motore elettrico

Grandezza di misura	Trasduttore
Misura di coppia	Cella di carico
Misura di velocità angolare	Ruota fonica o contagiri
Misura di corrente	Amperometro digitale
Misura di tensione	Voltmetro digitale

Durante i test, ai diversi regimi di funzionamento del motore, sono state misurate in tempo reale la tensione e la corrente di alimentazione del motore, utilizzando rispettivamente un voltmetro ed una pinza amperometrica. La coppia frenante esercitata dal freno a polveri è stata misurata mediante un trasduttore di forza collegato con un braccio di lunghezza nota (200 mm) alla cassa del freno, come in figura 7-12. In questi banchi i due rotori del freno sono calettati sul proprio asse mediante cuscinetti ben dimensionati. In queste condizioni la coppia motrice esercitata dal motore tenderebbe a trascinare in rotazione entrambi i rotori. Perciò al naturale moto rotatorio che il rotore esterno assumerebbe, se lasciato libero, si contrappone il sistema di misura della coppia, costituito da un trasduttore di forze; quest'ultimo è un sensore in grado di fornire una tensione proporzionale alla forza che gli viene applicata.



Figura 7-12: Particolare della cella di carico collegata al braccio del rotore esterno del freno a polveri



Figura 7-13: Particolare della ruota fonica calettata sull'albero del freno a polveri

La velocità di rotazione del sistema viene misurata sull'albero del freno mediante una ruota fonica calettata sull'albero in uscita dal riduttore, come in figura 7-13. Sempre in figura 7-13 si può osservare un pick-up induttivo, montato ad una certa distanza dalla corona esterna della ruota dentata, in grado di riconoscere l'alternanza di pieni e di vuoti. Se l'albero sta ruotando, il segnale è di tipo periodico, perciò, moltiplicando la frequenza per il numero di denti della ruota, è possibile ottenere la velocità angolare espressa in giri al secondo.

Per le prove sperimentali è stata utilizzata una configurazione come quella rappresentata in figura 7-14, in cui si può vedere lo schema a blocchi.

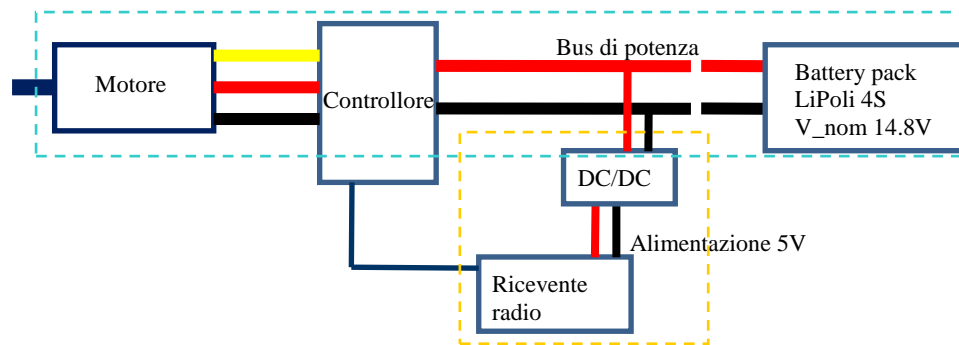


Figura 7-14: Schema a blocchi del set-up utilizzato per l'azionamento del motore durante le prove al banco. Con il riquadro a tratteggio celeste si evidenzia la configurazione di potenza, mentre con il riquadro giallo si mette in risalto la configurazione di controllo

La configurazione dell'azionamento può essere schematicamente suddivisa in due parti, quella di potenza e quella di controllo, come rappresentato in figura 7-14 con i riquadri tratteggiati. Per la gestione della potenza trasmessa è stato inserito un controllore tra il motore e la sorgente di alimentazione (pacco batterie), mentre per la trasmissione del segnale di comando si è scelto un dispositivo di tipo radio controllato. Mediante questo set-up è possibile controllare a distanza la potenza erogata dal motore, il numero di giri e il senso di rotazione.

In figura 7-15 viene riportata una fotografia del dispositivo di alimentazione del motore in prova.



Figura 7-15: Fotografia del set-up allestito per l'azionamento del motore durante le prove al banco. 1) Cella LiPo – 2) ricevente radio – 3) DC/DC – 4) Controllore – 5) Motore

Questo set up utilizzato nel banco prova rispecchia quello previsto per l'azionamento di entrambe le catene cinematiche previste sul *rover*.

7.6.4 Prove eseguite

Per la caratterizzazione meccanica del motore scelto sono state eseguite due procedure diverse di prova. La prima ha riguardato la misura della velocità angolare massima sull'albero in uscita dal riduttore e delle grandezze elettriche in ingresso al motore, al variare del carico applicato.

La seconda prova è stata eseguita fissando la coppia frenante e misurando le grandezze elettriche in ingresso a diverse velocità. Questa prova è stata ripetuta per diversi valori del carico.

In entrambe le prove è stato utilizzato un riduttore epicicloidale con rapporto di trasmissione $i=6$. L'introduzione del riduttore ha consentito all'azionamento del motore brushless di superare il carico inerziale delle masse del freno allo spunto. Dunque è stato necessario caratterizzare preventivamente il rendimento del riduttore. Per le misure del rendimento del riduttore è stato utilizzato un altro motore elettrico di caratteristiche note (figura 7-16), col quale è stato possibile tracciare la curva del rendimento in funzione del numero di giri per diversi valori del carico applicato (figura 7-18).

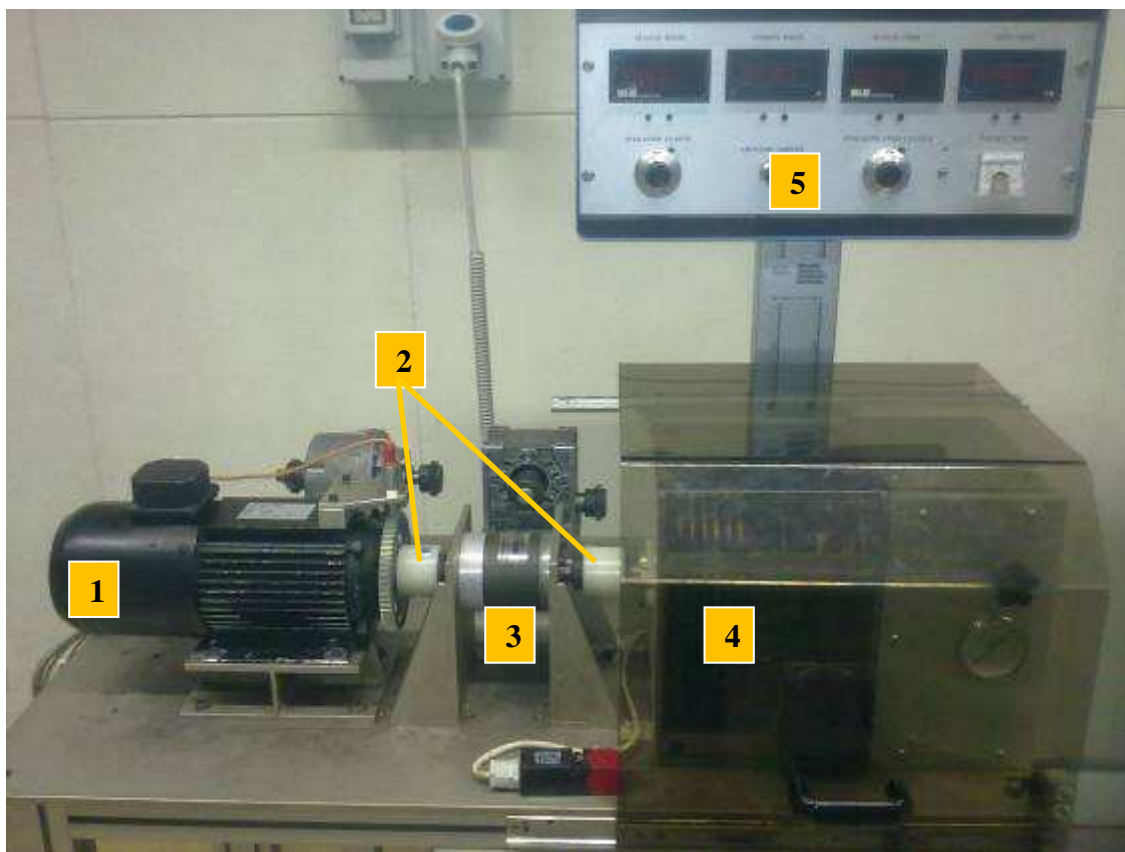


Figura 7-16: Banco prova allestito per calcolare il rendimento del riduttore. In figura sono illustrati: (1) motore elettrico dalle caratteristiche note; (2) giunti di collegamento a denti; (3) riduttore da caratterizzare; (4) freno a polveri; (5) display di lettura delle misure meccaniche ed elettriche in ingresso ed in uscita

Di seguito si riporta lo schema del banco utilizzato durante le prove:

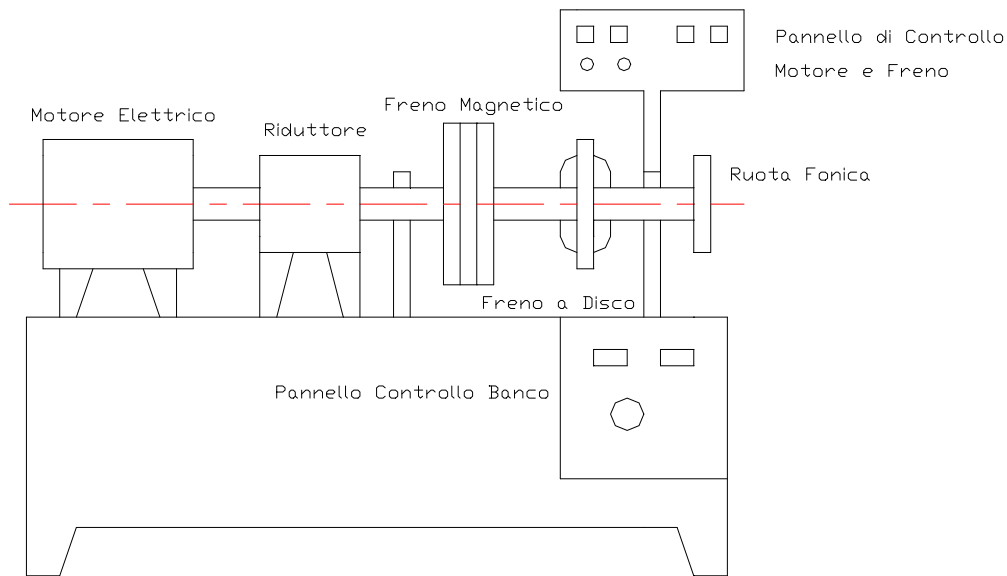


Figura 7-17: Schema del banco allestito per le prove.

I componenti del banco allestito per la caratterizzazione del riduttore sono:

- Motore elettrico in corrente continua (R6M-30-17-09);
- Riduttore in prova;
- Freno a polveri magnetiche (Teller B350R);
- Ruota fonica;
- Trasduttore di forze.

Le grandezze leggibili sul pannello di controllo durante la prova sono:

- Velocità di rotazione del motore n_1 [rpm];
- Velocità di rotazione dell'albero di uscita del riduttore n_2 [rpm];
- Corrente assorbita dal motore i_m [A];
- Coppia frenante esercitata dai freni [Nm].

Il motore elettrico utilizzato per la caratterizzazione del riduttore è un modello a corrente continua ESE R6M-30-17-09 con le seguenti caratteristiche:

Tabella 14: Caratteristiche nominali del motore elettrico ESE R6M-30-17-09

Tensione nominale	170V	$(V_a)_n$
Corrente nominale	5 A	$(I_a)_n$
Picco di coppia	13,8 Nm	C_p
Corrente al picco di coppia	30 A	$(I_a)_p$

Rendimento	0,8	
Coppia nominale	2,3 Nm	C_n
Velocità nominale	3000 rpm	n_n
Potenza nominale	720 W	W_n
Inerzia rotore	0,00116 kgm ²	I
Resistenza di armatura	4,5 Ohm	R
Induttanza di armatura	26 mH	L

Il freno a polveri magnetiche utilizzato durante le prove al banco è del tipo Teller B 350 R. In questo sistema frenante, alimentando la bobina con una tensione compresa tra 0 e 24 Volt in corrente continua, la polvere magnetica presente nel traferro si dispone in modo tale da opporre resistenza al moto relativo tra rotore e statore, generando in questo modo una coppia resistente proporzionale all'intensità del campo magnetico prodotto. Le principali caratteristiche del freno a polveri utilizzato sono riportate in tabella 7-5.

Tabella 15: Caratteristiche del freno a polveri utilizzato durante le prove

Coppia nominale	35 Nm
Corrente nominale	0,95 A
Potenza dissipabile media	280 W
Potenza dissipabile di punta	2000 W
Peso	8 Kg

Le grandezze nominali del riduttore epicicloidale in prova, ricavate dai dati riportati sui cataloghi sono riassunte in tabella 7-6.

Tabella 16: Caratteristiche nominali del riduttore epicicloidale utilizzato durante le prove

i	6		Rapporto di trasmissione
n_1	4000	giri/min	Velocità dell'albero di ingresso
M_1	6,14	Nm	Coppia all'albero di ingresso
P_1	2573	W	Potenza all'albero di ingresso
n_2	667	giri/min	Velocità all'albero di uscita
M_2	35	Nm	Coppia all'albero di uscita
P_2	2445	W	Potenza all'albero di uscita
η	0,95		

Note le caratteristiche nominali dei componenti utilizzati per la caratterizzazione del riduttore epicicloidale si è proceduto alla misura delle grandezze sperimentali, registrando i valori di:

- Numero di giri motore = n_1 ;
- Corrente di alimentazione del motore = i_m ;
- Numero di giri freno = n_2 ;
- Coppia frenante = C_2 .

L'unica grandezza sperimentale che non si può misurare direttamente è la coppia in entrata al riduttore C_1 .

Per ottenerla è stato collegato direttamente il motore elettrico al gruppo freno – trasduttore di forza in modo da ottenere il rapporto tra la coppia fornita dal motore e la corrente assorbita, essendo entrambe grandezze misurabili.

Alla velocità di 700 rpm sono stati misurati i seguenti valori.

Tabella 17: Misure della corrente di alimentazione al variare della coppia motore per la velocità di 700 rpm

Corrente [A]	Coppia [Nm]
0,07	0,23
1,2	0,5
1,6	0,9
2,1	1,0
2,6	1,25
3,1	1,5
3,5	1,75

Attraverso il metodo del minimo scarto quadratico è possibile ottenere la retta che meglio interpola i dati di corrente e coppia. In questo modo è possibile ricavare il coefficiente di proporzionalità tra corrente e coppia pari a: **$a = 0,52 \text{ Nm/A}$**

$$C = a \cdot I$$

Di seguito vengono riportate le curve del rendimento misurate in funzione del numero di giri, per diversi valori del carico applicato.

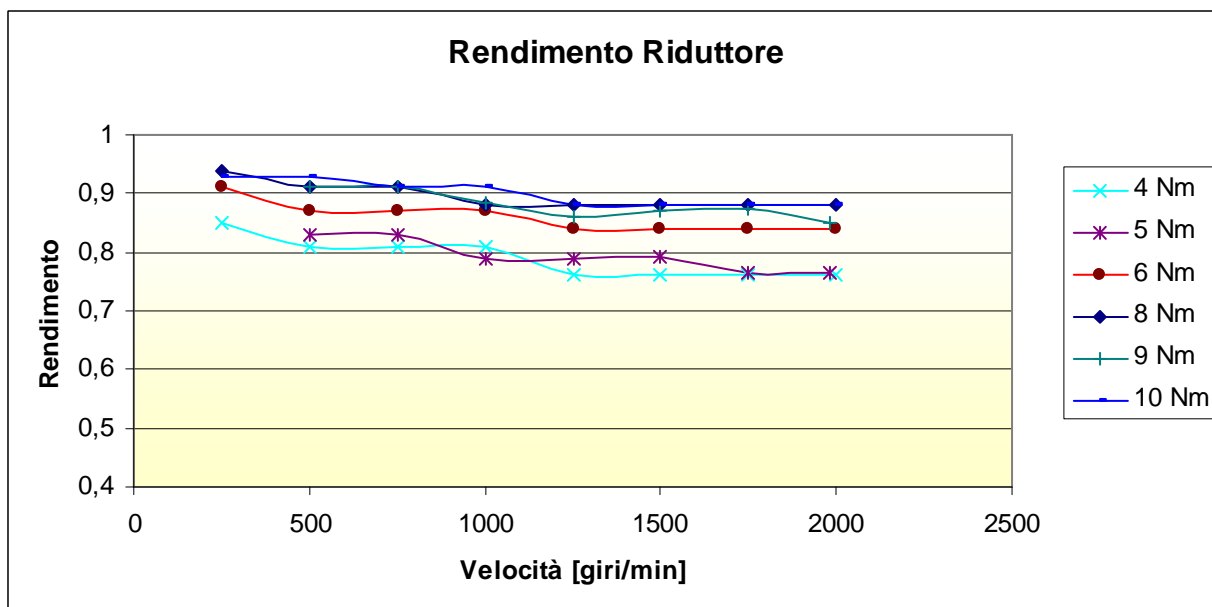


Figura 7-18: Curve relative al rendimento del riduttore misurato durante le prove al banco

Noto il rendimento del riduttore è stato possibile calcolare la coppia del motore alle diverse condizioni di regime. Dalla misura della coppia applicata dal freno e della velocità angolare (misurata tramite una ruota fonica) è stato possibile estrapolarne le curve caratteristiche del motore.

7.6.5 Risultati

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti durante la prima prova.

Dalle misure della corrente e della tensione di alimentazione del motore, così come della coppia frenante e della velocità di rotazione al freno, è stato possibile tracciare gli andamenti delle seguenti grandezze in funzione della coppia motrice.

- Corrente di alimentazione del motore;
- Tensione di alimentazione del motore;
- Rendimento del motore η ;
- Velocità angolare dell'albero motore;
- Coppia motrice;
- Potenza in ingresso Pot in;
- Potenza in uscita Pot out.

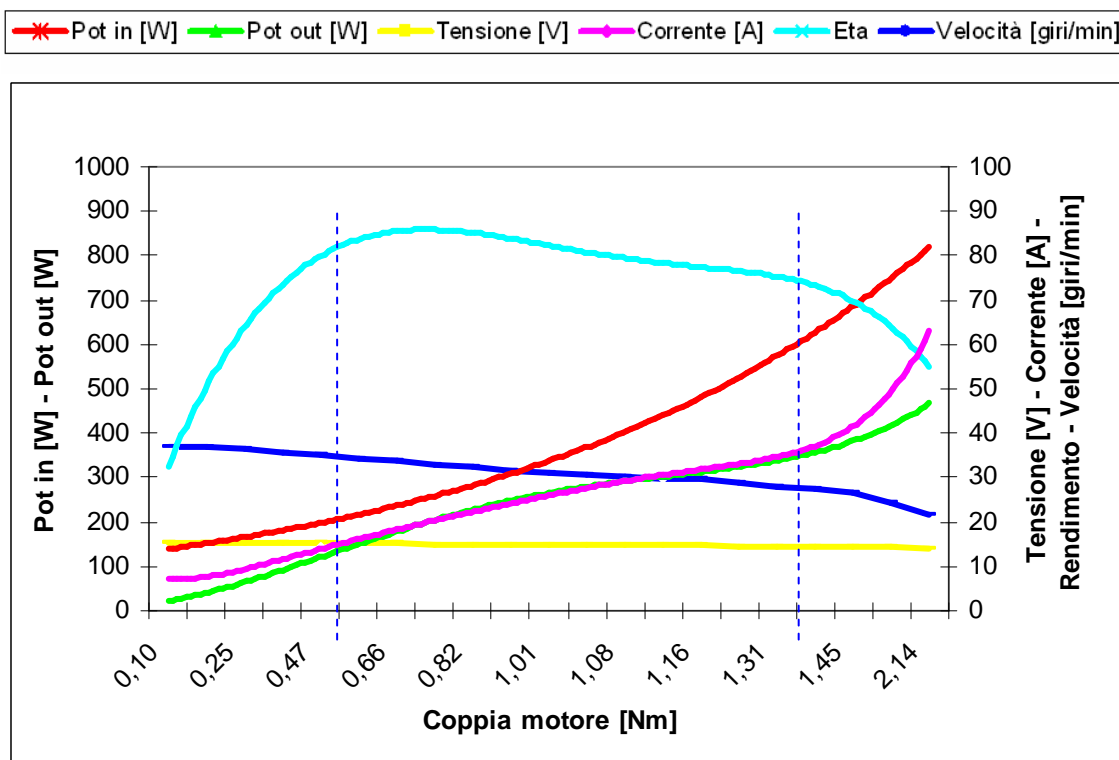


Figura 7-19: Risultati della prima prova condotta sul motore brushless, con carico variabile.

Nota la caratteristica del motore si sceglie un intervallo di velocità angolare di lavoro dove sia erogata una coppia compresa tra 0.5 – 1.40 Nm, per soddisfare i requisiti di progetto. L'intervallo scelto è un compromesso in termini di rendimento, assorbimento e potenza erogata; tale compromesso consente di sfruttare un rendimento elevato tra quelli possibili mantenendo limitata la

potenza in ingresso che è la grandezza che incide sulle batterie di alimentazione. Le catene cinematiche verranno sviluppate facendo riferimento alle grandezze comprese all'interno dell'intervallo indicato nel grafico.

Nella seconda prova sono state rilevate le grandezze elettriche in ingresso, a diverse velocità di rotazione del motore, per diversi valori della coppia frenante.

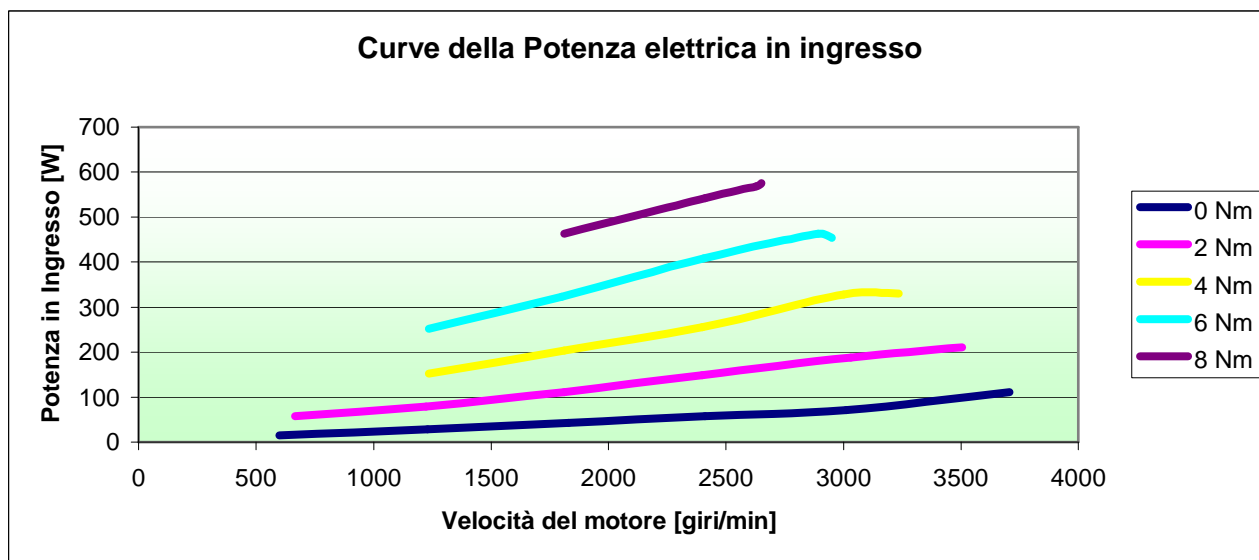


Figura 7-20: Curve di potenza elettrica in ingresso per diversi carichi resistenti.

Nel grafico di figura 7-20 le misure rilevate sono la potenza elettrica in ingresso in funzione della velocità angolare per diverse coppie resistenti sull'albero del freno a valle del riduttore. Si noti come al crescere della coppia frenante corrisponda, come prevedibile, una potenza crescente. Le curve riportate, all'aumentare della coppia frenante, diminuiscono il loro campo di utilizzo e, in particolare, non sono in grado sostenersi ai bassi regimi. Ciò è da attribuirsi all'intervento di sicurezza del regolatore elettronico del motore che entra in campo al superamento di un valore di soglia di sicurezza della corrente di alimentazione.

Di seguito si riportano le curve relative alla corrente e alla tensione di alimentazione del motore, misurate durante la seconda prova, in funzione della velocità di rotazione del motore, per diversi valori del carico resistente applicato dal freno a polveri.

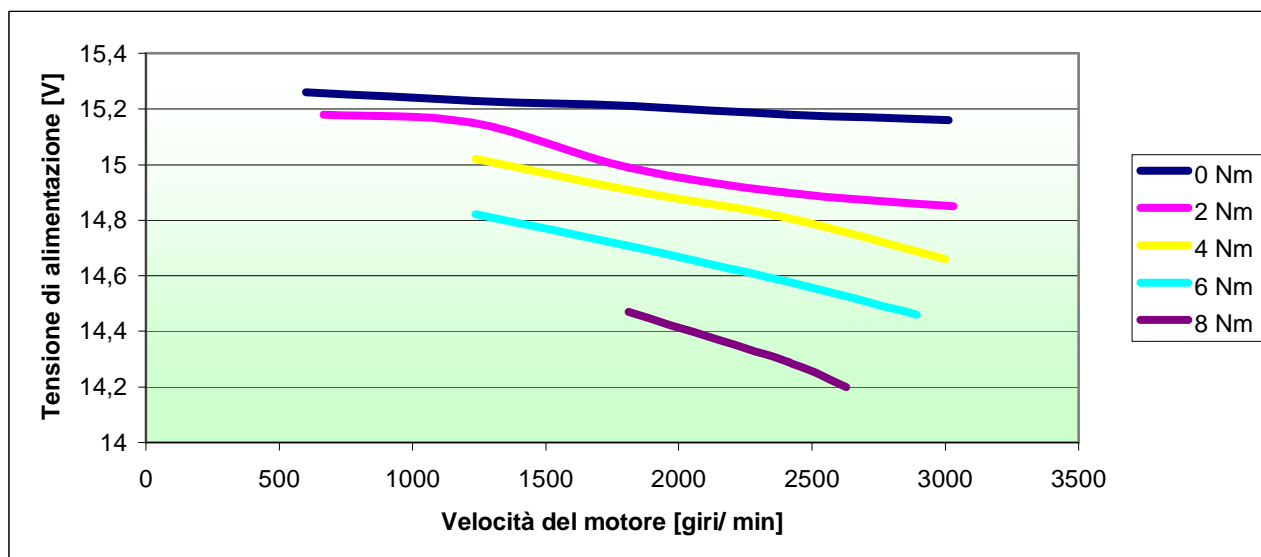


Figura 7-21: Andamento della tensione di alimentazione in funzione del numero di giri per diverse condizioni di carico

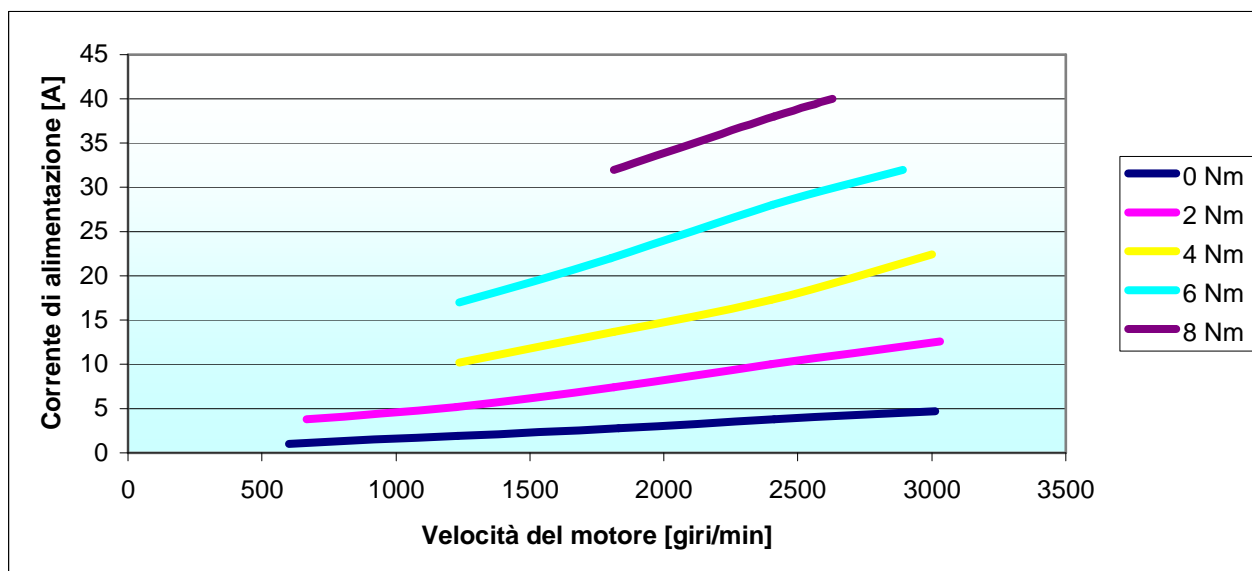


Figura 7-22: Andamento della corrente di alimentazione in funzione del numero di giri per diverse condizioni di carico

7.7 Trasmissione e irreversibilità del moto

Allo scopo di definire le catene cinematiche per l'azionamento dei sistemi di trazione e di sollevamento, verranno considerati due dispositivi in grado di garantire la trasmissione del moto fra una coppia di assi, con un rapporto di trasmissione costante.

Il primo dispositivo proposto è il riduttore vite senza fine – ruota elicoidale, mostrato in figura 7-23; questo tipo di trasmissione realizza un rapporto di trasmissione costante fra assi sghembi, generalmente ortogonali. Esso è costituito dall'accoppiamento di una vite e di una ruota dentata piana a denti elicoidali.

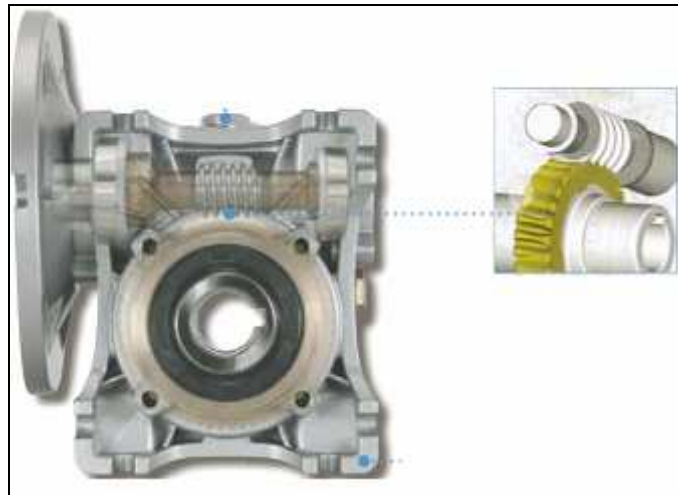


Figura 7-23: Riduttore vite senza fine modello Box 30 [100]

Il riduttore a vite senza fine - ruota elicoidale è particolarmente indicato per applicazioni che abbiano le seguenti caratteristiche:

- non sono presenti forti oscillazioni di carico;
- la velocità sia il più possibile costante;
- sia ammissibile un rendimento non particolarmente elevato;
- si voglia sfruttare la proprietà di irreversibilità;
- si intende realizzare una trasmissione compatta ed economica.

Un'alternativa alla trasmissione vite senza fine – ruota elicoidale è il riduttore epicicloidale del tipo, ad esempio, di quello rappresentato in figura 7-24; questo tipo di riduttore è costituito da un ingranaggio solare (1), un portasatelliti (4) ed una corona a dentatura interna (3); questi elementi trasmettono il moto grazie ad ingranaggi satelliti, rotanti con interasse fisso, solidale con il

portasatelliti. L'ingresso del moto avviene dall'ingranaggio solare ed è trasmesso attraverso i satelliti al portasatelliti, solidale con l'albero di uscita. Si tratta dunque di una trasmissione che avviene tra assi paralleli.

Il numero di denti degli ingranaggi e della corona a dentatura interna determina il rapporto di riduzione.

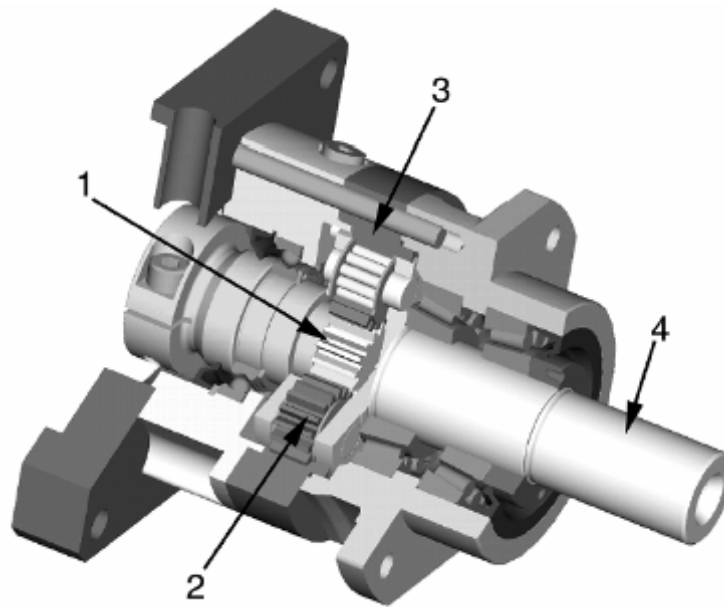


Figura 7-24: Schema di riduttore epicicloidale

Il riduttore epicicloidale, in generale, ha un rendimento spesso elevato, un buon comportamento a sovrasollecitazioni, e minore usura nel tempo, rispetto al sistema vite senza fine–ruota elicoidale: infatti, il sistema vite senza fine–ruota elicoidale è un riduttore che, a causa del tipo di contatto tra i denti dell'accoppiamento dove si hanno strisciamenti elevati in presenza di carico, ha basso rendimento, tendenza all'usura e gioco crescente nel corso del tempo. Per contro i costi dei riduttori epicicloidali sono più elevati di quelli del sistema vite senza fine–ruota elicoidale e l'irreversibilità del moto più difficile da assicurare.

7.8 Scelta dei riduttori delle catene cinematiche

La scelta del numero e del tipo di riduttori, che andranno a costituire le singole catene cinematiche, è definita dalle seguenti caratteristiche:

- Contenimento degli ingombri;
- Contenimento della massa;

- Rapporto di trasmissione;
- Potenza in ingresso;
- Potenza in uscita e rendimento;
- Possibilità di montaggio a bordo ed accessibilità;
- Irreversibilità del moto.

Le dimensioni delle trasmissioni devono essere tali da contenere l'intera catena cinematica di trasmissione, incluso il motore, all'interno del volume delimitato dalle ruote gemellate, come descritto nel sesto capitolo. Tale volume è un cilindro, compreso tra le due ruote, con base di diametro pari a 500 mm e altezza di 150mm.

La massa complessiva delle due catene cinematiche deve essere la più contenuta possibile e, pertanto, compatibilmente con gli altri requisiti, si sceglieranno riduttori opportuni.

Il rapporto di trasmissione complessivo per ciascuna catena, dovrà essere tale da trasmettere la coppia richiesta dall'utilizzatore del sistema che deve essere azionato.

I riduttori delle due catene cinematiche dovranno essere scelti in relazione alle potenze in gioco.

L'assemblaggio delle catene cinematiche dovrà essere un sistema compatto in grado di garantire la coppia in uscita lungo l'asse desiderato.

L'irreversibilità, altro requisito che condiziona la scelta dei riduttori, garantirà l'assenza di trasmissione del moto dall'asse condotto all'asse conduttore. Rendere il sistema di trasmissione irreversibile significa non avere la necessità di freni e blocchi in assenza di azionamento: il carico sarà sostenuto evitando dispositivi, azionamenti e comandi quando non ci sono movimentazioni comandate dal carico stesso. Risulta fondamentale realizzare catene cinematiche irreversibili allo scopo di evitare l'impiego di freni e blocchi del moto, che inciderebbero negativamente sui requisiti di massa, ingombro, economicità. L'irreversibilità di un riduttore impedisce al carico di trascinare l'albero motore pur consentendo il moto inverso in presenza di comando controllato dell'albero motore a cui sia imposto moto inverso.

L'irreversibilità, può essere ottenuta agevolmente con i riduttori a vite senza fine, evitando la necessità di utilizzare freni. La reversibilità o l'irreversibilità di un riduttore a vite senza fine è una proprietà fortemente influenzata dal rendimento che, a sua volta, dipende dai seguenti parametri: angolo d'elica, precisione delle lavorazioni, finitura superficiale e velocità di strisciamento. Il rendimento dei profili delle dentature è, fra questi, il fattore maggiormente significativo, nel determinare il rendimento globale del riduttore, ed è in larga misura legato all'angolo d'elica dei profili. In particolare, il rendimento di un riduttore a vite senza fine-ruota elicoidale è direttamente proporzionale all'ampiezza dell'angolo d'elica: per grandi angoli d'elica si hanno rendimenti più

elevati e l'irreversibilità risulta non assicurata; per contro, ad angoli d'elica più piccoli corrispondono rendimenti decrescenti, assicurando un'irreversibilità.

In virtù dei requisiti sopra esposti si svilupperanno due catene cinematiche, una per la movimentazione delle colonne e una per l'avanzamento del *rover*.

Per il sollevamento della colonna, come descritto nel paragrafo 7.3, è stato definito un sistema costituito, nel suo insieme, da una trasmissione vite madrevite azionata da una catena cinematica di cui si sta discutendo in questa parte del lavoro. Avendo scelto un accoppiamento vite madrevite di tipo irreversibile, non è necessario che il resto della catena sia anch'esso irreversibile.

Per la movimentazione del *rover*, si svilupperà una catena cinematica costituita da più riduttori in serie da applicarsi ad ogni coppia di ruote gemellate. In questo caso la catena cinematica dovrà possedere almeno un elemento irreversibile, affinché non vi siano trasmissioni inverse.

Alla luce di quanto esposto si ritiene necessario analizzare la differenza fra rendimento statico e dinamico e quella tra irreversibilità statica e dinamica.

Si indica con rendimento statico il rendimento allo spunto, particolarmente importante nella scelta dei riduttori destinati ad un servizio intermittente, come nel caso del sollevamento della colonna.

Il rendimento dinamico è invece il valore del rendimento rilevabile a regime.

Si può parlare dunque di irreversibilità statica quando non è possibile mettere in rotazione il riduttore agendo sull'albero lento, anche in presenza di elevati momenti. L'irreversibilità statica è inversamente proporzionale all'efficienza statica indicata con η_s . Le condizioni di reversibilità e irreversibilità statica sono riassunte nella tabella seguente.

Tabella 18: Rendimento statico del riduttore vite senza fine e irreversibilità statica

$\eta_s < 50\%$	Irreversibilità statica
$50\% < \eta_s < 55\%$	Bassa reversibilità statica
$\eta_s > 55\%$	Buona reversibilità statica

Si parla, invece, di irreversibilità dinamica η_d quando al cessare delle cause che mantengono in rotazione la vite, cessa istantaneamente il moto di rotazione dell'albero lento. L'irreversibilità dinamica è inversamente proporzionale all'efficienza dinamica, e le condizioni di reversibilità e irreversibilità dinamica vengono riassunte in tabella 7-9.

Tabella 19: Rendimento dinamico del riduttore vite senza fine e irreversibilità dinamica

$\eta_d < 40\%$	Irreversibilità dinamica totale
$40\% < \eta_d < 50\%$	Buona irreversibilità dinamica
$50\% < \eta_d < 60\%$	Bassa reversibilità dinamica
$\eta_d > 60\%$	Buona reversibilità dinamica

Al fine di rendere la singola catena cinematica totalmente irreversibile è necessario utilizzare un riduttore vite senza fine con rendimento statico e dinamico inferiore al 40%. I riduttori che presentano questa caratteristica hanno un angolo d'elica della vite compreso tra 1° e 3° .

In queste condizioni viene garantita sia l'irreversibilità statica che quella dinamica, necessaria nel caso della catena cinematica di trasmissione per l'azionamento delle ruote.

7.9 Definizione delle catene cinematiche

Di seguito vengono definite le catene di trasmissione per la movimentazione della colonna e per l'avanzamento del *rover*. Per entrambi i dispositivi sono stati scelti motori di tipo brushless a cassa rotante, che ben si sposano con le esigenze di progetto, sia in termini di massa che in termini di ingombri e di prestazioni. Inoltre, si è scelto di utilizzare per entrambi i sistemi cinematici un motore identico nell'ottica di minimizzare i costi in termini di immagazzinamento e di trasporto.

Catena cinematica del sistema di sollevamento

Per il sistema di sollevamento, come descritto nel paragrafo 7.2, è stata calcolata la coppia massima necessaria per la movimentazione della colonna sotto le condizioni di carico più gravose. Il valore della coppia massima trovata è pari a 4,7 Nm, mentre il motore elettrico scelto, come visto nel paragrafo 7.6, fornisce i valori di rendimento più alti per coppie fino a 1.40 Nm. Sarà dunque necessario disporre di una catena cinematica di trasmissione in grado di fornire alla vite la potenza richiesta.

In virtù dei requisiti esposti nel paragrafo 7.7.2, è stata realizzata una catena cinematica con un riduttore vite senza fine ruota elicoidale e un riduttore epicicloidale, per un rapporto di trasmissione complessivo di 30, con un rendimento pari a 70%.

In figura 7-25, viene riportato lo schema a blocchi relativo alla catena cinematica di trasmissione definita per il sistema di sollevamento.

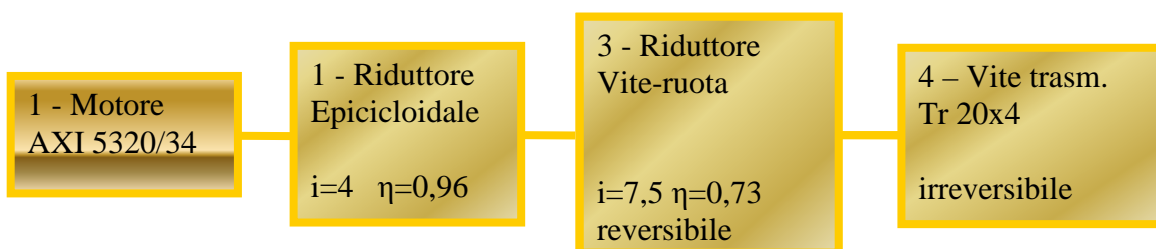


Figura 7-25: Schema a blocchi della catena cinematica definita per il dispositivo di sollevamento.

Nello schema di montaggio l'albero del motore è collegato a due riduttori in cascata di cui il primo è un riduttore epicicloidale con rapporto di trasmissione 4 e rendimento 0.96, mentre il secondo è un riduttore a vite senza fine e ruota elicoidale con rapporto di trasmissione 7,5 e rendimento 0,73. L'albero di uscita del secondo riduttore è collegato ad una vite di precisione con diametro 20 mm e passo 4 mm.

Come descritto nel quarto capitolo per il sistema di controllo di assetto si è scelta una trasmissione vite-madrevite irreversibile, ciò ha permesso di scegliere un riduttore vite senza fine reversibile caratterizzato da un alto rendimento; questo si traduce in un risparmio in termini energia di alimentazione dei motori.

Nell'assemblare la catena è stato necessario inserire, in uscita dal motore, il riduttore epicicloidale, il quale sopporta velocità in ingresso più elevate rispetto a quelle che è in grado di reggere il vite senza fine.

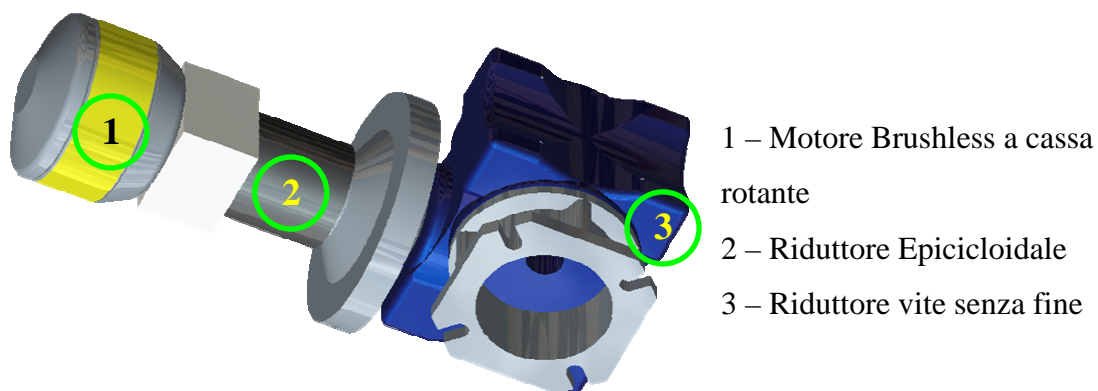


Figura 7-26: Modello CAD del blocco motoriduttore designato per il controllo di assetto

Nella figura 7-26 viene riportato un assieme che mostra il sistema di trasmissione per il controllo di assetto così come è stato progettato, esso è compatto, leggero.

Catena cinematica del sistema di avanzamento

Per definire la catena cinematica per il sistema di avanzamento è stata calcolata la coppia necessaria a movimentare il *rover*, così come descritto nel paragrafo 7.4.

La catena cinematica designata è costituita da una serie di riduttori con un rapporto di riduzione complessivo di 960 tra l'albero motore e le ruote, e con un rendimento di circa il 30%.

In figura 7-27 viene riportato lo schema a blocchi della catena cinematica studiata per il sistema di avanzamento.

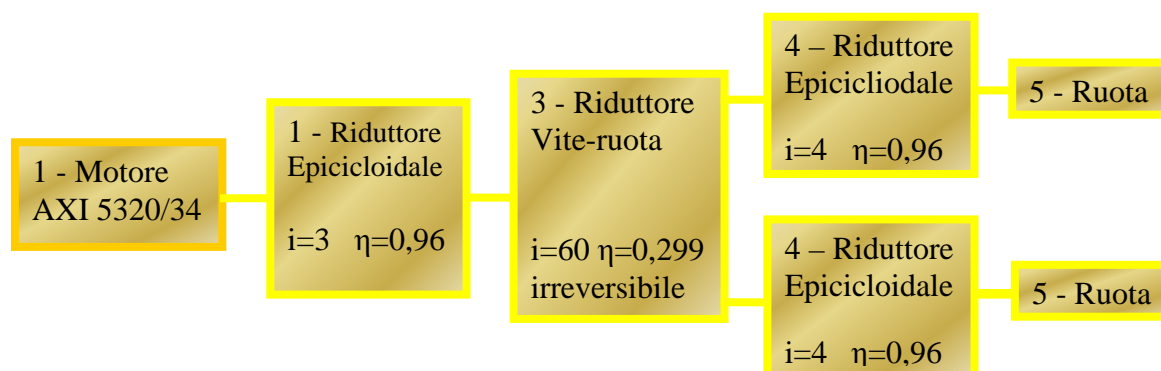
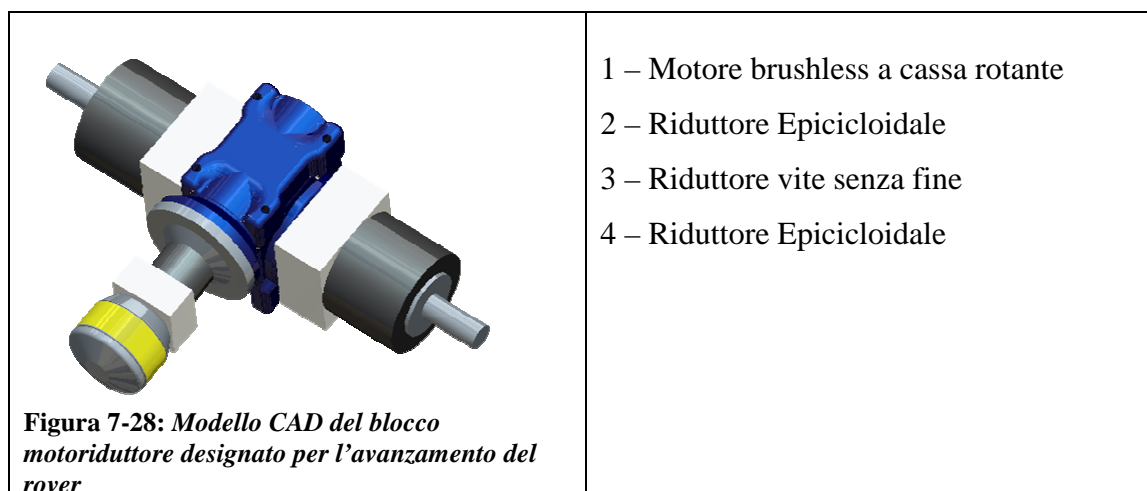


Figura 7-27: Schema a blocchi della catena cinematica definite per il dispositivo di avanzamento del rover.

Nello schema di figura 7-27 l'albero motore è collegato ad un primo riduttore epicicloidale a cui segue un riduttore a vite senza fine e ruota elicoidale irreversibile a doppio albero in uscita. Ciascuno di questi alberi è collegato ad un riduttore epicicloidale dedicato a ciascuna delle due ruote gemellate montate su ciascuna colonna, come mostrato in figura 7-28.



Per garantire l'irreversibilità della catena cinematica, il riduttore a vite senza fine-ruota elicoidale, interposto tra i riduttori epicicloidali, è del tipo irreversibile. Nella figura 7-29 viene riportata la fotografia dei motoriduttori, integrati tra le due ruote gemellate.

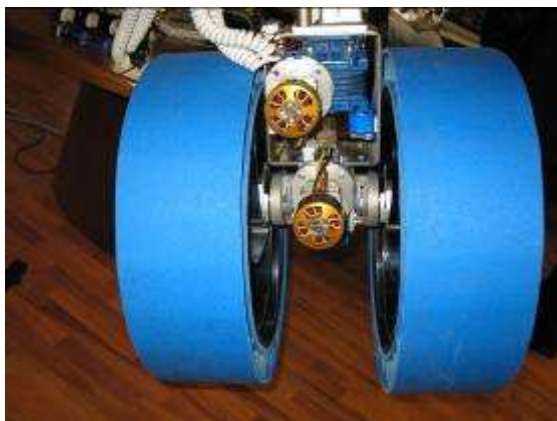


Figura 7-29: Bocchi motoriduttori integrati tra le due ruote gemellate.



Figura 7-30: Vano ricavato tra le due catene cinematiche destinato ad ospitare i dispositivi di ricezione radio e l'elettronica di controllo

Come si può osservare nella figura 7-30, le ridotte dimensioni delle due catene cinematiche hanno consentito di alloggiare anche i dispositivi di ricezione radio e l'elettronica di controllo della potenza. Questo ha permesso di minimizzare i tempi di risposta e le dispersioni nel canale di comunicazione. La colonna è dotata anche di un carter che racchiude il sistema dei motoriduttori proteggendolo dall'ambiente ostile in cui è chiamato ad operare.

8 CONCLUSIONI

Il lavoro svolto si è sviluppato lungo diversi percorsi e ciascuno di essi ha permesso di trarre conclusioni e spunti per ulteriori sviluppi.

Dal punto di vista modellistico sono stati definiti alcuni strumenti, utilizzati per la modellazione di componenti e sistemi a bordo del *rover*.

Il primo passo è stato quello di scegliere l'architettura generale del *rover* in funzione dei compiti affidati, degli ingombri imposti e delle considerazioni relative alla efficienza strutturale, in funzione del carico pagante. Per questo primo fondamentale passo si è condotta una approfondita ricerca bibliografica sulle soluzioni scelte e proposte per compiti che avessero analogie e vicinanza con quelli indicati in questo lavoro.

L'architettura scelta ha permesso di definire un modello dinamico, a parametri concentrati, del *rover* in moto, imponendo prestazioni e vincoli. Questo approccio, del tutto in grado di essere applicato ad architetture anche sostanzialmente diverse, ha permesso di offrire uno strumento riproponibile anche in situazioni e ambienti nuovi o, comunque, indipendenti da quelli in cui si colloca questo lavoro. La generalità dell'approccio porta a conclusioni del tutto generali, riguardo alla applicabilità del modello.

Le conclusioni relative alla parte di lavoro sul modello dinamico a parametri concentrati individuano percorsi logici e ingegneristici generali applicabili ad altri modelli, utilizzati nella definizione di sistema meccanici multi corpo in grado di definire quantitativamente le caratteristiche del sistema.

Successivamente al modello dinamico a parametri concentrati sono stati definiti due modelli per il comportamento strutturale delle colonne, che sono la parte strutturale della colonna del *rover*. Il primo modello è stato definito in forma chiusa utilizzando un'analisi strutturale per il calcolo della geometria e delle sezioni della gamba, con verifiche sotto carico, nelle condizioni di lavoro più significative ed onerose; il secondo è un modello numerico agli elementi finiti per l'analisi dettagliata del comportamento della struttura. Questi modelli hanno permesso di trarre conclusioni fondamentali riguardo al comportamento della colonna del *rover* ed hanno permesso di verificare le prestazioni della colonna stessa sotto carico e nelle condizioni di funzionamento considerate più gravose offrendo un approccio generale alla valutazione del comportamento strutturale di elementi simili a quello trattato.

Nell'ambito della Tesi è stato definito un prototipo di dispositivo di presa e si sono analizzate le influenze di forma e geometria del dispositivo sull'efficacia e sull'efficienza della presa, a fronte della movimentazione del *rover* per ottenere l'afferraggio che si realizza in modo passivo. In particolare, si è giunti ad una configurazione offrendo un approccio al problema della definizione della geometria in funzione di criteri di efficienza energetica e di strategia di presa. In conclusione, il modello seguito, di tipo generale, ha permesso di perseguire l'ottenimento di obiettivi, con strategie di ottimizzazione della geometria che possono essere utilizzate in altri ambiti e sistemi.

Inoltre, la mano di presa è stata dotata di un palmo ad alta efficienza di afferraggio ispirato a sistemi biomorfi come le zampe di un gecko. In conclusione tale approccio può essere generalizzato a problemi di presa in cui l'oggetto abbia forma, geometria e caratteristiche superficiali non note a priori.

Nell'ambito della Tesi una parte importante è quella relativa alla realizzazione di un prototipo di ruota non pneumatica, che fosse in grado di unire diverse funzioni. In particolare la ruota proposta svolge le funzioni di battistrada pneumatico non pneumatico, sospensione elastica e dissipativa ed energy scavenging, per l'alimentazione di sistemi di monitoraggio della ruota a bordo della ruota stessa. Il prototipo, dapprima ideato, modellizzato numericamente e, poi, realizzato come prototipo dimostrativo, ha permesso di trarre le seguenti conclusioni: il prototipo di ruota è in grado di svolgere le funzioni affidate (battistrada pneumatico non pneumatico, sospensione elastica e dissipativa, energy scavenging), ciascuna di queste funzioni può essere adattata a diverse esigenze, che possono presentarsi in fase di lavoro, variando precise caratteristiche della ruota. La ruota può essere realizzata in materiali diversi e con diverse geometrie: nella Tesi si sono svolte analisi che hanno permesso di legare le caratteristiche della ruota alle prestazioni, indicando gli eventuali interventi atti a variare le prestazioni stesse. Il prototipo di ruota, inoltre, è utilizzabile in ambiti anche molto diversi da quello per cui è stato ideato: esso risulta di interessante applicazione anche in campo cantieristico, agricolo, in luoghi dove siano presenti pericoli di scoppio da ordigni e mine. Il sistema progettato e, in parte realizzato, ha dimostrato la sua efficienza nello svolgere i compiti affidati, almeno per quanto concerne le parti realizzate.

In generale, come descritto sopra per i vari argomenti trattati nella Tesi, si osserva che i modelli definiti, sia quello dinamico per l'analisi del moto del *rover* nel suo complesso, come quelli relativi a colonne, mano di presa e ruota, sono modelli che offrono un approccio generale applicabile a sistemi anche molto diversi da quelli trattati, ma che quelli che sono stati qui studiati hanno in generale in comune esigenze e requisiti di tipo strutturale e dinamico.

In particolare il modello di ruota risulta essere particolarmente interessante per le prestazioni ed il grado di integrazione che offre al sistema nel suo complesso.

I possibili sviluppi che appaiono di maggiore interesse riguardano le prestazioni generali del *rover* e le prove in ambiente ostile che porteranno a indicazioni fondamentali per il miglioramento e l'eventuale riprogettazione del sistema. Per la mano di presa si indicano interessanti sviluppi legati al palmo ad alta aderenza che potrà dimostrare la sua versatilità e adattabilità con prove sul campo e potrà dare indicazioni preziose anche per la ruota dotata di dispositivi di aderenza di questo tipo montati sul battistrada. Per il sistema di presa articolato si propone una realizzazione con cerniere virtuali che eliminano gli strisciamenti nei giunti del meccanismo e assicurano un momento elastico di ritorno per la riapertura della mano. Di alto interesse appare la ruota ricca di spunti di sviluppo e miglioramenti che saranno meglio definiti da prove sul campo.

Appendice A

Dimensioni di ingombro del rover operaio

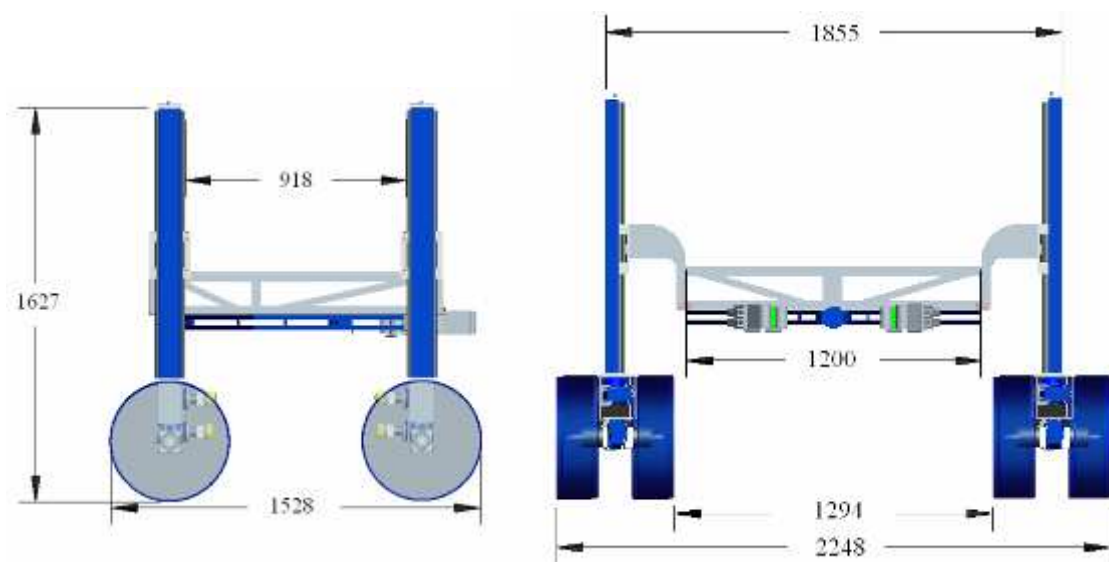


Figura 28: *Principali dimensioni del rover operaio*

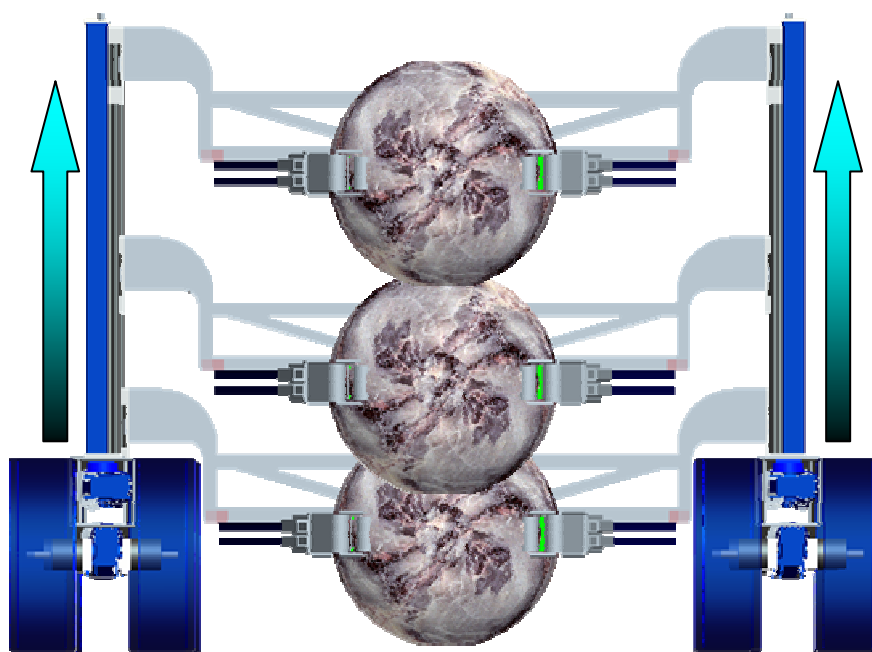


Figura 29: *Sollevamento del carico*

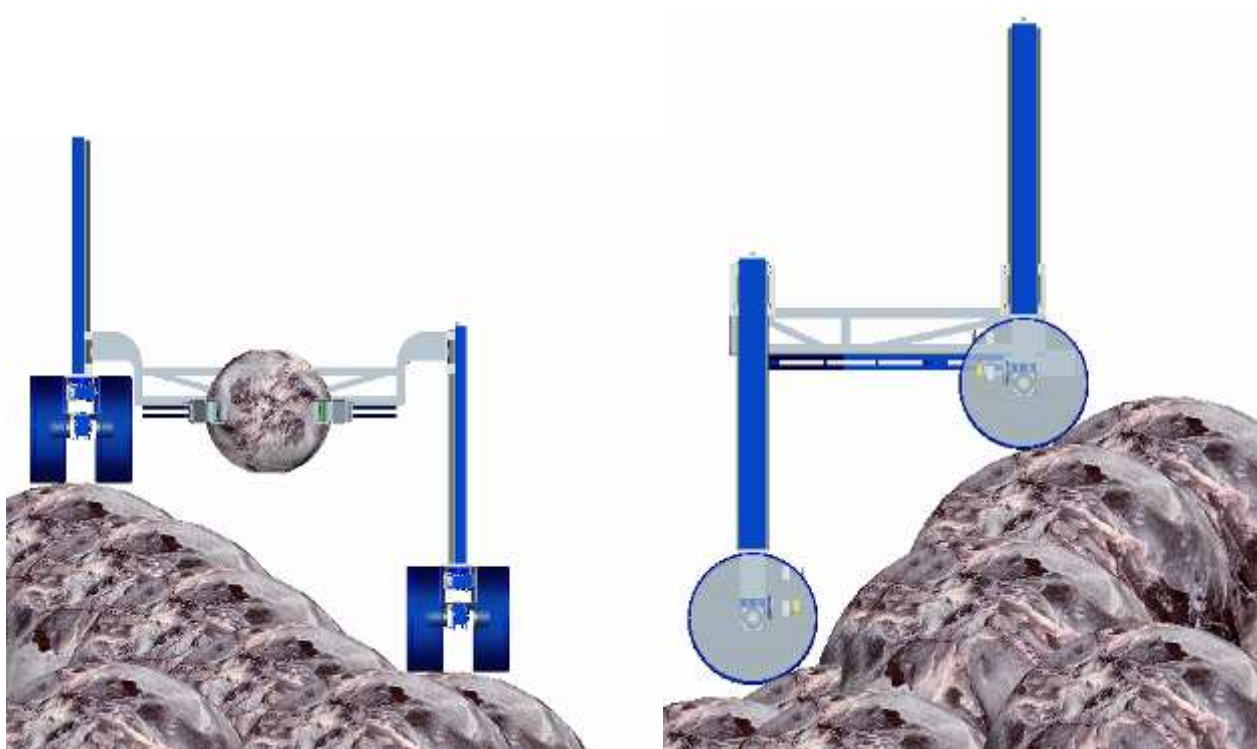


Figura 30: *Mobilità del rover in ambiente ostile*

Appendice B

Codice sorgente degli algoritmi usati

Si riporta

- Studio parametrico per definire la geometria del dispositivo di presa

===== Definizione Geometrica del dispositivo di presa =====

Dati di ingresso

l1 [m] = lunghezza braccio 1
l2 [m] = lunghezza braccio 2
l4 [m] = lunghezza braccio 4
l5 [m] = lunghezza braccio 5
theta12 [deg] = angolo fisso tra braccio 1 e braccio 2
H [m] = Larghezza del telaio
D [m] = diametro del masso più grande
dp [m] = diametro del masso più piccolo
dm [m] = diametro del masso intermedio

Dati in uscita

l1 [m] = lunghezza braccio 1
l2 [m] = lunghezza braccio 2
l3 [m] = lunghezza braccio 3
l4 [m] = lunghezza braccio 4
l5 [m] = lunghezza braccio 5
theta2 [deg] = angolo del braccio2 rispetto all'orizzontale
theta3 [deg] = angolo del braccio3 rispetto all'orizzontale

=====

```
clear all  
clc
```

----- Dati di ingresso -----

```
l1 = linspace(0.68, 0.68, 5);  
l2 = linspace(0.1, 0.3, 5);  
l4 = linspace(0.15, 0.15, 5);  
l5 = linspace(0.06, 0.06, 5);  
theta12 = linspace(120, 120, 5);  
delta = 0;  
H = 1.2;  
D = 0.65;  
dp = 0.3;  
dm = 0.5;
```

```
theta12 = theta12*pi/180;  converto l'angolo in radianti
```

```
for i=1:length(l1)
```

```
    if l2(1,i)*sin(pi-theta12(1,i)) < ((H-l4(1,i))/2)  
        d = sqrt((D/2)^2-delta^2);  
        theta1i(1,i) = asin((H/2-d)/l1(1,i));  
        theta2i(1,i) = pi-(theta1i(1,i)+theta12(1,i));  
        l3yi(1,i) = H/2-(l4(1,i)/2+l2(1,i)*sin(theta2i(1,i)));  
        l3xi(1,i) = l1(1,i)*cos(theta1i(1,i))+l2(1,i)*cos(theta2i(1,i))-(D/2+l5(1,i)+delta);  
        l3(1,i) = sqrt(l3xi(1,i)^2+l3yi(1,i)^2);  
        theta2(1,i) = pi-theta12(1,i);  
        theta3(1,i) = asin((H/2-(l4(1,i)/2+l2(1,i)*sin(theta2(1,i))))/l3(1,i));
```

```
    else
```

```

    printf('Errore: i dati inseriti non consentono il dimensionamento');
end
end

theta2 = theta2*180/pi; conversione in radianti
theta3 = theta3*180/pi; conversione in radianti
----- Dati in uscita -----
fprintf(1, 'Dimensionamento geometrico dei link\n\n');
fprintf(1, 'l1 = %.2f m\n', l1);
fprintf(1, 'l2 = %.2f m\n', l2);
fprintf(1, 'l3 = %.2f m\n', l3);
fprintf(1, 'l4 = %.2f m\n', l4);
fprintf(1, 'l5 = %.2f m\n', l5);
fprintf(1, 'theta2 = %.2f deg\n', theta2);
fprintf(1, 'theta3 = %.2f deg\n\n', theta3);
-----

disp('fine programma')

===== Calcolo della traiettoria del punto M =====
Dati di ingresso
    l1 [m] = lunghezza braccio 1
    l2 [m] = lunghezza braccio 2
    l3 [m] = lunghezza braccio 3
    l4 [m] = lunghezza braccio 4
    l5 [m] = lunghezza braccio 5
    theta12 [deg] = angolo fisso tra braccio1 e braccio 2
    H [m] = altezza del telaio
    p [deg] = incremento dell'angolo theta1 rispetto all'orizzontale

Dati in uscita
    xm [m] = ascissa punto della traiettoria
    ym [m] = ordinata punto della traiettoria
=====

clear theta1i theta2i

----- Dati di ingresso -----
I parametri geometrici sono calcolati nel blocco di codice precedente;
è necessario fornire il solo parametro aggiuntivo p
p = 2;
-----
p = p*pi/180;
theta1i = 0;
    i = 1;
j = 1;
for i=1:length(l1)
    while (theta1i < pi/2)
        theta2i = pi-(theta1i+theta12(1,i));
        l2yi = l2(1,i)*sin(theta2i);
        theta3i = asin((H/2-(l4(1,i)/2+l2yi))/l3(1,i));
        xm(j,i) = -(l1(1,i)*cos(theta1i)+l2(1,i)*cos(theta2i))+l5(1,i)+l3(1,i)*cos(theta3i);
        ym(j,i) = H/2-l1(1,i)*sin(theta1i);
        theta1i = theta1i+p;
        j = j+1;
    end
    theta1i = 0;
    j = 1;
end

----- Calcolo del profilo del masso -----
theta = linspace(0, pi, 100);

```

```
xM = D/2.*(cos(theta)-1);
yM = D/2.*sin(theta);
```

```
----- Calcolo del profilo del masso piccolo -----
```

```
theta = linspace(0, pi, 100);
xMdp = dp/2.*(cos(theta)-1);
yMdp = dp/2.*sin(theta);
```

```
----- Calcolo del profilo del masso medio -----
```

```
theta = linspace(0, pi, 100);
xMdm = dm/2.*(cos(theta)-1);
yMdm = dm/2.*sin(theta);
```

```
plot(xM,yM,xMdp,yMdp,xMdm,yMdm)
hold on
k = 1;
for i=1:length(l1)
    plot(xm(:,i),ym(:,i))
    text(xm(k,i), ym(k,i), strcat('l_2 = ',num2str(l2(1,i))));
    k = k+10;
    ylim([0 0.6])
end
```

```
disp('fine programma')
```

```
===== SPOSTAMENTO DELTA X =====
```

```
Dati di ingresso
```

```
l1 [m] = lunghezza braccio 1
l2 [m] = lunghezza braccio 2
l4 [m] = lunghezza braccio 4
l5 [m] = lunghezza braccio 5
theta12 [deg] = angolo fisso tra braccio 1 e braccio 2
dy = distanza del punto M dal telaio lungo y
H [m] = distanza verticale tra il telaio e la cerniere che unisce il braccio 3 al braccio 4
D [m] = diametro del masso più grande
dy [m] = distanza verticale del punto M dal telaio quando si afferra il masso più grande
```

```
Dati in uscita
```

```
l3 [m] = lunghezza braccio 3
theta = angolo di chiusura del braccio 1
theta2 [deg] = angolo del braccio 2 rispetto all'orizzontale
theta3 [deg] = angolo del braccio 3 rispetto all'orizzontale
```

```
clear all, clc, close all
```

```
----- Dati in ingresso -----
```

```
l1=0.68;
l2=0:0.1:0.4;
l4=0.15;
l5=0.06;
H=0.525;
D=0.6;
dy=0.3;
teta12=100:10:140;
```

```
teta=asind(dy./l1);
```

```

fprintf('\n valore di teta: %2.0f°\n\n',teta)

for k=1:length(teta12)

deltax=l2.*sind(teta+(teta12(k)-90))-l2*sind(teta12(k)-90);
teta2=-90+(teta+teta12);
fprintf('\n valore di teta2: %2.0f°\n\n',teta2)
l3x=dy+l2.*cosd(teta2)-((D/2)+l5);
l3y=H-l2.*sind(teta2);
l3=sqrt((l3x).^2+(l3y).^2);
fprintf('\n valore di l3: %2.0f°\n\n',l3)
hd1=l1.*sind(teta);
teta3=abs(asind((H-hd1)./l3));
fprintf('\n valore di teta3: %2.0f°\n\n',teta3)

----- Distanze -----
hs1=l2.*sind(teta2);
hs2=l3.*sind(teta3);
hd1=l1.*sind(teta);
hd2=H-hd1;
Os1=l2.*cosd(teta2);
Os2=l1.*cosd(teta);
Og1=Os1;
Og2=l3.*cosd(teta3)-Og1;

----- Risultati -----

plot(l2,deltax), grid on, hold on, xlabel('l2 [m]'), ylabel('delta x [m]')

end

disp('fine programma')

```

- Cinematica del dispositivo

```

===== Cinematica del Meccanismo di Presa =====
Dati di ingresso
    l1 [m] = lunghezza braccio 1
    l2 [m] = lunghezza braccio 2
    l3 [m] = lunghezza braccio 3
    theta12 [deg] = angolo fisso tra braccio 1 e braccio 2
    H [m] = mezza altezza del telaio - mezza lunghezza L4
    Va [m/s] = avanzamento del rover
Dati in uscita
    Vb [m] = velocità di B
    Va/b [m] = velocità di (A) rispetto a (B)
    Vm [m] = velocità del punto M
    omega1 [rad/s] = velocità angolare del braccio 1
    omega2 [rad/s] = velocità angolare del braccio 2
    theta2 [deg] = angolo del braccio 2 rispetto all'orizzontale
    theta3 [deg] = angolo del braccio 3 rispetto all'orizzontale
=====

```

```
clear all, clc, close all
```

```

--- Dati in ingresso ---
L1=0.68;
L2=0.2;

```



```

L3=0.6;
teta12=120;
teta=0:1:45;
H=0.525;
Va=0.05:0.05:0.5;
-----

for k=1:length(Va)
    teta2=abs((180)-(teta+teta12));
    L2y=L2*sind(teta2);
    teta3=asind((H-L2y)/L3);
    gamma=90-teta2;
    alfa=180-(90+teta3);
    beta=180-gamma-alfa;
    Vb=Va(k)*(sind(alfa)./sind(beta));
    Vab=Va(k)*(sind(gamma)./sind(beta));
    omega1=Vb/L2;
    omega2=Vab/L3;
    Vm=omega1*L1;
    plot(teta,Vm), grid on, hold on
end

--- Dati in uscita ---
fprintf(1, 'gamma = %.2f deg\n', gamma);
fprintf(1, 'alfa = %.2f m\n', alfa);
fprintf(1, 'beta = %.2f m\n', beta);
fprintf(1, 'omega1 = %.2f rad/s\n', omega1);
fprintf(1, 'omega2 = %.2f m\n', omega2);
fprintf(1, 'Vb = %.2f m\n', Vb);
fprintf(1, 'Vab = %.2f m\n', Vab);
fprintf(1, 'Vm = %.2f m\n', Vm);
-----

disp('fine programma')

```

- Forze sul meccanismo durante una presa simmetrica

```

===== Forza sulla mano di presa =====
Dati di ingresso
    M [kg] = massa complessiva (rover+masso)
    g [m/s^2] = accelerazione gravitazionale terrestre
    f = coefficiente d'attrito ruota terreno
    R [m] = raggio ruota
    l1 [m] = lunghezza braccio 1
    l2 [m] = lunghezza braccio 2
    l3 [m] = lunghezza braccio 3
    l4 [m] = lunghezza braccio 4
    theta12 [deg] = angolo fisso tra braccio 1 e braccio 2
    H [m] = semi larghezza del telaio
Dati in uscita
    Fb [N] = Forza agente sul battente
    Fm [N] = Forza sulla mano
=====

clear all, clc, close all

----- Dati di ingresso -----
M=280;
g=9.81;
f=0.8;

```

```

R=0.3;
l1=0.68;
l2=0.15;
l3=0.57;
l4=0.075;
teta12=120;
H=0.6;

-----

teta1=asind((H-R)/l1);
teta2=(teta1+teta12)-90;
teta3=asind((H-l4-l2*sind(teta2))/l3);
tetam=60:1:110;
Fb=M*g*f;

----- Dati in uscita -----
fprintf(1, 'Fb = %.2f m\n', Fb);
Fm=((l2*sind(teta3+teta2))./(2*l1*cosd(teta3)*sind(tetam-teta1)))*Fb;
figure
plot(tetam,Fm), grid on
-----

disp('fine programma')

```

Appendice C

Valori delle grandezze misurate durante la caratterizzazione del riduttore epicicloidale usato nelle prove al banco del motore brushless a cassa rotante.

Tabella 1: Grandezze misurate durante la caratterizzazione del riduttore per tre diversi valori del carico applicato

n1 [rpm]	i [A]	C1 [Nm]	P1 [W]	n2 [rpm]	C2 [Nm]	P2 [W]	h
500	0,5	0,261	13,659	82,8	1	8,666	0,634
750	0,6	0,313	24,586	124,2	1	13,000	0,529
1000	0,7	0,365	38,245	166,2	1	17,396	0,455
1250	0,7	0,365	47,807	207,6	1	21,729	0,455
1500	0,7	0,365	57,368	249,1	1	26,072	0,454
1750	0,8	0,418	76,490	292,3	1	30,594	0,400
1984	0,8	0,418	86,718	392,8	1	41,113	0,474

n1 [rpm]	i [A]	C1 [Nm]	P1 [W]	n2 [rpm]	C2 [Nm]	P2 [W]	h
500	1,9	0,992	51,904	82,3	5	43,070	0,830
750	1,9	0,992	77,856	123,4	5	64,579	0,829
1000	2,0	1,044	109,272	164,6	5	86,141	0,788
1250	2,0	1,044	136,590	206,0	5	107,807	0,789
1500	2,0	1,044	163,908	247,8	5	129,682	0,791
1750	2,1	1,096	200,787	293,0	5	153,337	0,764
1985	2,1	1,096	227,750	333,2	5	174,375	0,766

n1 [rpm]	i [A]	C1 [Nm]	P1 [W]	n2 [rpm]	C2 [Nm]	P2 [W]	h
500	3,1	1,618	84,686	82,0	9	77,244	0,912
750	3,2	1,670	131,126	127,1	9	119,728	0,913
1000	3,2	1,670	174,835	164,2	9	154,676	0,885
1250	3,3	1,723	225,374	205,7	9	193,769	0,860
1500	3,3	1,723	270,448	250,0	9	235,500	0,871
1750	3,3	1,723	315,523	293,2	9	276,194	0,875
1984	3,4	1,775	368,553	333,0	9	313,686	0,851

Tabella 2: Valori del rendimento del riduttore epicicloidale, utilizzato per la prova al banco del motore brushless, in funzione della velocità di rotazione per diversi valori del carico frenante applicato

n1/c2	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000
2	0,72	0,72	0,66	0,66	0,66	0,6	0,6	0,66
4	0,85	0,81	0,81	0,81	0,76	0,76	0,76	0,76
6	0,91	0,87	0,87	0,87	0,84	0,84	0,84	0,84
8	0,94	0,91	0,91	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88
10	0,93	0,93	0,91	0,91	0,88	0,88	0,88	0,88

Bibliografia

- [1] P.D. Lowman, "Lunar bases: a post-Apollo evaluation", Lunar bases and space activities of the 21st Century in: Proceedings of the Lunar and Planetary Institute, Houston, 1985, pp. 35-46.
- [2] H. Benaroya, L. Bernold, and Koon Meng Chua, "Engineering, Design and Construction of Lunar Bases", Journal of Aerospace Engineering, pp. 33-45, April 2002.
- [3] H. Benaroya, L. Bernold, "Engineering of Lunar Bases", Acta Astronautica, vol. 62, pp. 277-299, 2008.
- [4] S.W. Johnson, and J.P. Wetzel, "Engineering, construction and operations in space", New York, ASCE, 1988.
- [5] T.T. Meek, D.T. Vaniman, F.H. Cocks, and R.A. Wright.(1986b). "Microwave processing of lunar materials: Potential applications". Lunar bases and space activities in the 21st century, NASA, Washington, D.C.,479-486.
- [6] S.W. Johnson, "Extraterrestrial facilities engineering, Encyclopedia of Physical Science and Technology", New York, Academic Press, Yearbook 1989.
- [7] S.W. Johnson, J.P. Wetzel, "Science and engineering for space: Technologies from SPACE 88", ASCE Journal of Aerospace Engineering vol. 3 (2), pp. 91-107, 1990.
- [8] W. Grandl, "Lunar Base 2015 Stage 1 Preliminary Design Study" Acta Astronautica, vol. 60, pp. 554 – 560, 2007.
- [9] [http:// www.gizmodo.it/luna](http://www.gizmodo.it/luna).
- [10] G.H. Heiken, D.T. Vaniman, B.M. French. "Lunar Sourcebook, a user's guide to the moon". Cambridge University Press 1991.
- [11] W.J. Larson, L.K. Pranke. "Human Spaceflight, mission analysis and design". McGraw-Hill Higher Education 2003.
- [12] Misra K.C., Walker B.M. and Taylor L.A. (1976a) Textures and compositions of metal particles in Apollo 17, Station 6 boulder samples. Proc. 7th Lunar Sci. Conf. 2251-2266.
- [13] LSPET (1973) Preliminary Examination of lunar samples Apollo 17 Preliminary Science Rpt. NASA SP-330. 7-1 7-46.
- [14] Wolfe E.W., Bailey N.G., Lucchitta B.K., Muehlberger W.R., Scott D.H., Sutton R.L and Wilshire H.G. (1981) "The geologic investigation of the Taurus-Littrow Valley: Apollo 17 Landing Site". US Geol. Survey Prof. Paper, 1080, pp. 280.
- [15] D. Tompkins, R. Hunt, M. D'Ortenzio, et al. - Flight Operations for the LCROSS Lunar Impactor Mission - American Institute of Aeronautics and Astronautics
- [16] D.A.Mindell et al."The future of Human Spaceflight". Space, Policy and Society Research Group Massachusetts Institute of Technology, December 2008.
- [17] Review of NASA Plans for the International Space Station, Washington, DC, National Academies.
- [18] Carl E. Behrens. "The International Space Station and the Space Shuttle". Congressional Research service, March 18, 2009.
- [19] B. Stockman, J. Boyle, Jhon Bacon. "International Space Station Systems Engineering Case Study", Air Force Center for Systems Engineering.
- [20] http://it.wikipedia.org/wiki/Stazione_Spaziale_Internazionale.
- [21] L.A. Taylor, and, G.L. Kulcinski, "Helium-3 on the Moon for Fusion Energy: The Persian Gulf of the 21 Century. Solar" System Research 33, 1999, pp. 338-345.
- [22] L.A. Taylor, "Evidence of Helium-3 on the Moon: Model Assumptions and Abundances". Second Wisconsin Symposium on Helium-3 and Fusion Power, 1993, pp. 49-56.
- [23] J.D. Burke, "Merits of a lunar polar base location", Lunar bases and space activities of the 21st Century, in: Proceedings of the Lunar and Planetari Institute, Houston, 1985, pp. 77-84.

- [24] W.W. Mendell. "Lunar Bases and Space Activities in the 21st Century", LPI Cont. 652 (1988).
- [25] A. Renga, M. R. Santovito, G. Alberti, G. Manoni, S. Mattei. "Analisi preliminare di sistemi a microonda Moon-based per l'osservazione dell'Universo", XIII Giornata di Studio sull'Ingegneria delle Microonde, Progettazione e sviluppo dei moderni sistemi di antenna, 14-15 maggio 2007, Università di Salerno, Fisciano.
- [26] J.O. Burns, N. Duric, S. Johnson et al., "A Lunar Far-Side Very Low Frequency Array" NASA Conference Publication 3039, 1989
- [27] L.A. Taylor, and W.D. Carrier, III, Oxygen production on the moon: An overview and evaluation. Univ. of Ariz. Series,
- [28] G. David Schrunk "The Moon: resources, future development, and settlement" Springer 1993.
- [29] B. H. Foing "The Moon as a Platform for Astronomy and Space Science". Adv. Space Res. Vol. 18, No. 11, pp. (11)17-(11) 23, 1996
- [30] G.J. Taylor, "Future Astronomical Observatories on the Moon" ed. J. O. Burns and W.W. Mendell, NASA CP 2489, p. 21 (1988)
- [31] F.S. Johnson, 1971. "Lunar atmosphere". Rev. Geophys. Space Phys. 9: 813-823.
- [32] J.H. Hoffman, R.R. Hodges. 1973. "Molecular gas species in the lunar atmosphere". The Moon 14: 159-167.
- [33] J.H. Hoffman, Hodges, R.R.; Johnson, F.S. 1973. Lunar atmospheric composition results from Apollo 17. Proc. Lunar Sci. Conf. 4th, 2865-2875.
- [34] J.D. Mitchell, W.N. Houston, R.F. Scott, N.C. Costes, W.D. Carrier, L.G. Bromwell. 1972. "Mechanical properties of lunar soil; density, porosity, cohesion, and angle of internal friction". Proc. Lunar Sci. Conf. 10th, 2299-2309.
- [35] S. Nocette et al. (1994). "The Clementine Mission to the Moon": Scientific overview, Science, 266, 1835
- [36] Y.Saito, S.Yokota, T.Tanaka, K.Asamura, M.N.Nishino, M.Fujimoto, H.Tsunakawa, H.Shibuya, M.Matsushima, H.Shimizu, F.Takahashi, T. Mukai, and T.Terasawa: "Solar wind proton reflection at the lunar surface: Low energy ion Measurement by MAP-PACE on board SELENE (KAGUYA)". Geophysical Research Letters, Vol.35, L24205. 2008
- [37] K.A. Anderson, L.M. Chase, R.P. Lin, J.E. McCoy, and R.E. McGuire (1972), "Solar-wind and interplanetary electron measurements on the Apollo 15 subsatellite, J.Geophys. Res., 77, 4611.
- [38] Papike, J. J., S. B. Simon, and J. C. Laul (1982), The lunar regolith: Chemistry, mineralogy, and petrology, Rev. Geophys., 20(4), 761-826
- [39] Taylor, L.A., Resources for a lunar base: Rocks, minerals, and soil of the moon. In The Second Conference on Lunar Bases and Space Activities of the 21st Century, NASA Publ. 3166, 1992b, Vol. 2, pp. 361-377
- [40] <http://www.pd.astro.it>
- [41] S. Wakabayashi, H. Sato, S.-I. Nishida, 2009. "Design and mobility evaluation of tracked lunar vehicle". Journal of Terramechanics Vol 46 (3), pp.105-114.
- [42] Y. Fuke, D. Apostolopoulos, E. Rollins, J. Silberman, W.R.L. Whittaker - "A Prototype Locomotion Concept for a Lunar Robotic Explorer", IEEE International Symposium on Intelligent Vehicles, September, 1995, pp. 382 - 387
- [43] T. Thuerer, A. Krebs, R. Siegrwar- "Comprehensive Locomotion Performance Evaluation of All-Terrain Robots", Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, October 9-15 2006, pp. 4260-4265
- [44] <http://lunarandplanetaryrovers.com/index.htm>
- [45] http://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/lunar/apollo_lrv.html
- [46] "Lunar roving vehicle operations handbook" prepared by the Boeing Company LRV Systems Engineering Huntsville, Alabama - April 19, 1971

- [47] [http:// www.gizmodo.it/luna](http://www.gizmodo.it/luna)
- [48] T. Estier, Y. Crausaz, B. Merminod, M. Lauria, R. Piguet, R. Siegwart: "An Innovative Space Rover with Extended Climbing Abilities", Proceedings of Robotics 2000: The Fourth International Conference and Exposition/Demonstration on Robotics for Challenging Situations and Environments, February 27-March 2, 2000, Albuquerque, New Mexico, USA
- [49] A. Kermurdjian, V. Gromov, V. Mish-kinyuk, V. Kucherenko, and P. Sologub. "Small Marsokhod Configuration". Proceedings of the 1992 IEEE International Conference on Robotics and Automation, May 1992.
- [50] R. Volpe: "Navigation Results From Desert Field Tests of the Rocky7 Mars Rover prototype", International Journal of Robotics Research, Special Issue on Field and Service Robots, 18(7), July 1999
- [51] H. Hacot, "Analysis and Traction Control of a Rocker-Bogie Planetary Rover," Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering, MIT, 1998.
- [52] P. Backes, K. Tso, and G. Tharp: Mars Pathfinder Mission Internet-Based Operations Using WITS, IEEE International Conference on Robotics and Automation, pages 284-291, Leuven, Belgium, 1998
- [53] NASMJCLA: Mars Surveyor 98 Lander, <http://mars.jpl.nasa.gov/rnsp98/lander/>, 1999
- [54] Firat Barlas. "Design of a Mars Rover Suspension Mechanism" Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering, Izmir Institute of Technology Izmir, Turkey June, 2004
- [55] M. Thianwiboon, V. Sangveraphunsiri, R. Chanchaen, Rocker-bogie suspension performance, The eleventh International Pacific Conference in Automotive Engineering (IPC-11). November 6-9, 2001. Shanghai China.
- [56] S. Squyres, (2005) Roving Mars: Spirit, Opportunity, and the Exploration of the Red Planet, Hyperion.
- [57] <http://www-robotics.jpl.nasa.gov/applications/applicationArea.cfm?App=1>
- [58] R.E. Arvidson, et al. (2008), Mars Exploration Program 2007 Phoenix landing site selection and characteristics, J. Geophys. Res., 113.
- [59] http://it.wikipedia.org/wiki/Phoenix_Mars_Lander
- [60] <http://www-robotics.jpl.nasa.gov/people>
- [61] The Aurora Programme, www.esa.int/aurora
- [62] N. Amati, M. Chiaberge, G. Genta, E. Miranda, L. Reyneri. "WALKIE 6 A Walking Rover Demonstrator for Planetary Exploration" Walking Machines Projects at Politecnico di Torino, May 1999.
- [63] Ferrario, Massari, Navigazione Autonoma di un veicolo per esplorazione spaziale dotato di telecamere stereografiche, Politecnico di Milano 2000.
- [64] Giardini, Visione Artificiale stereometrica e navigazione autonoma di un veicolo per l'esplorazione spaziale, Politecnico di Milano 2003.
- [65] Volpe, R. et al. A Prototype Manipulation System for Mars Rover Science Operations. Submitted to the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'97), September 8-13 1997. Grenoble France.
- [66] <http://photojournal.jpl.nasa.gov/>
- [67] Al Neumann. 1995. Geometric Dimensioning and Tolerancing Workbook, TCI-Technical Consultant Inc.
- [68] ISO 2768-1:1989. 1989. General tolerance – Part 1: Tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications, International Organization for Standardization
- [69] Y. Sun, X. Zhou, L. Wei and W. Wang. "Development of a new type of transmission screw nut with high efficiency and heavy duty characteristics". Proc. IMechE 223, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science (2009) pp 1181-1189.
- [70] H. Zhao. "Stress concentration factors within bolt-nut connectors under elasto-plastic deformation. International Journal of Fatigue" 20, 9 (1998) pp 651–659.

- [71] O. Gaudry et al., "Design of a manipulator for planetary rover", Proceedings of the 10th CISM-IFTOMM Symposium, Gdansk, Poland (1994), 261–267
- [72] Pham DT, Heginboatham WB. Robot grippers. Bedford: IFS Publications Ltd.; 1986
- [73] P. S. Schenker, Y. Bar-Cohen, D. K. Brown, R. A. Lindemann, M. S. Garrett, E. T. Baumgartner, S. Lee, S.4. Lih and B. Joffe, "A composite manipulator utilizing rotary piezoelectric motors: new robotic technologies for Mars in-situ planetary science," in Enabling Technologies: Smart Structures and Integrated Systems, SPIE Proc. 304 I, San Diego, CA, March, 1997
- [74] Minzhou Luo; Wei Lu; Bingyu Sun; Tao Mei; - Autonomous Grasping of a Space Robot Multisensory Gripper Intelligent Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference
- [75] Kellar Autumn "*Properties, Principles, and Parameters of the Gecko Adhesive System*" Department of Biology Lewis & Clark College Portland, OR 97219-7899
- [76] Kellar Autumn, Metin Sitti, Yiching A. Liang, Anne M. Peattie, Wendy R. Hansen, Simon Sponberg, Thomas W. Kenny, Ronald Fearing, Jacob N. Israelachvili, and Robert J. Full. "*Evidence for van der Waals adhesion in gecko setae*" Cornell University, Ithaca, NY
- [77] <http://en.wikipedia.org/wiki/Gecko>
- [78] <http://beacon-center.org/blog/2011/11/14/beacon-researchers-at-work-how-do-geckos-stick-to-the-wall/>
- [79] http://ipp.gsfc.nasa.gov/newsletter/fall_06.htm
- [80] Jianfeng Ma et al."Numerical Simulation of the new generation Non-Pneumatic Tweel™ and sand." Clemson University. 2009.
- [81] "Popular Science Rubber spokes give bounce to airless safety tires". May 1938.
- [82] V. Asnani, D. Delap, C. Creager. "The development of wheels for the Lunar Roving Vehicle". Journal of Terramechanics 46 (2009) 89-103
- [83] Bendix. "ALSS payloads (MOLAB), final report, volume III, Local Scientific Survey Module conceptual design". Document no. BSR-1119; June 1965
- [84] GM. "Lunar wheel and drive experimental test program". Volume 1 summary technical report, NASA TR67-18; June 1967.
- [85] Green AJ, et al. "Performance of Boeing LRV wheels in a lunar soil simulant". Report I, Effect of wheel design and soil. US Army Water ways Experiment Station technical report no.M-71-10; 1971.
- [86] A. Young. "Lunar and planeter rovers: the wheels of apollo and the quest for mars". Springer-Verlag 2007
- [87] Boeing. "ALSS payloads (MOLAB), detailed technical report, mobility systems vehicular". Document no.D2-83203-1; June 1965.
- [88] HW Coleman et al. "Experimentation and uncertainty analysis for engineers. New York: Wiley; 1989.p.4052
- [89] NC Costes, et al. "Mobility performance of the Lunar Roving Vehicle: terrestrial studies: Apollo 15 results". NASA TR-R-401; 1972
- [90] http://www.goodyear.eu/it_it/news/80196-goodyear-showcases-innovative-space-tire-at-geneva-motor-show/index.htm?to=2011&from=2001&mtop=-120
- [91] Pavlics F, et al. "Interview with Ferenc Pavlics, Sam Romano, Don Freidman and Nick Di Napoli". Santa Barbara, CA; January 29, 2007
- [92] Pavlics F, et al. "Consultation session with Ferenc Pavlics and Sam Romano". Cleveland, OH; April 34, 2007
- [93] <http://en.wikipedia.org/wiki/Tweel>
- [94] P. Bartlett, D. Wettergreen and W. Whittaker, "Design of the Scarab Rover for Mobility and Drilling in Lunar Cold Traps". International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (iSAIRAS), Los Angeles, February 2008.
- [95] La carrozza nella storia della locomozione Fratelli Bocca Editori Milano ISBN 88-299-0094-X

- [96] Donald G. Fink and H Wayne Beaty. “ Standard Handbook for Electrical Engineers”. Elventh Edition, McGraw-Hill, New York, 1978.
- [97] D.P. Kothari and I.J. Nagrath. “ Electric Machines”. 3rd ed. Tata McGraw-Hill, 2004
- [98] www.modelmotors.cz/index.php?page=60&kategorie=5320
- [99]
- [100] Catalogo generale Riduttori a vite senza fine serie Box” Spider motion line